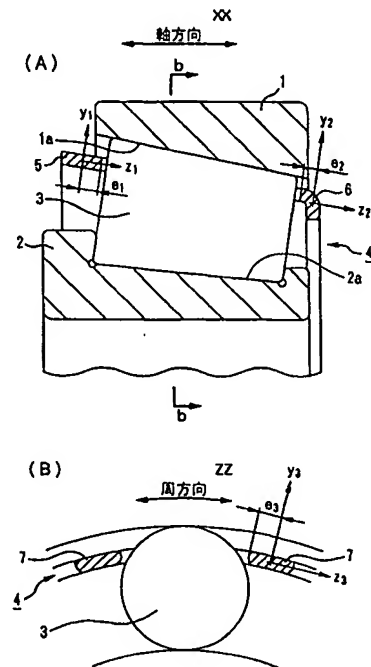


(51) 国際特許分類6 F16C 33/46	A1	(11) 国際公開番号 WO00/26551 (43) 国際公開日 2000年5月11日(11.05.00)
(21) 国際出願番号 PCT/JP99/06050 (22) 国際出願日 1999年10月29日(29.10.99) (30) 優先権データ 特願平10/310995 1998年10月30日(30.10.98) JP 特願平11/132526 1999年5月13日(13.05.99) JP (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 日本精工株式会社(NSK LTD.)(JP/JP) 〒141-8560 東京都品川区大崎1丁目6番3号 Tokyo, (JP) (72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 野木 高(NOGI, Takashi)(JP/JP) 〒251-0021 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内 Kanagawa, (JP) (74) 代理人 森 哲也, 外(MORI, Tetsuya et al.) 〒101-0045 東京都千代田区神田鍛冶町三丁目7番地 村木ビル8階 日栄国際特許事務所 Tokyo, (JP)		(81) 指定国 DE, JP, US 添付公開書類 国際調査報告書
(54)Title: ROLLER BEARING CAGE (54)発明の名称 ころ軸受用保持器 (57) Abstract A roller bearing cage comprising a plurality of circumferentially arranged pillars, and a pair of annuluses connecting the axial ends of the plurality of pillars. Of the pair of annuluses, one having a larger diameter is referred to as a first annulus and the other as a second annulus. Let I_1 be the geometrical moment of inertia of the first annulus, I_2 be the geometrical moment of inertia of the second annulus, and I_3 be the geometrical moment of inertia of the pillar (7), then, the design is such as to establish the relationship, for example, $0.8 \leq (I_1/I_2) \leq 1.4$ and $0.1 \leq (I_1/I_3) \leq 3.0$. Thereby, it becomes possible to increase the strength of the cage without lowering the loading capacity of the bearing into which the cage is incorporated.		



XX... AXIAL DIRECTIONS

ZZ... PERIPHERAL DIRECTIONS

(57)要約

円周方向に並ぶ複数の柱部と、上記複数の柱部の軸方向両端部間を連結する一对の環状部とを有するころ軸受用保持器である。上記一对の環状部のうち直径の大きい方の環状部を第1環状部と呼び、他方を第2環状部と呼び、第1環状部の断面二次モーメントを I_1 、第2環状部の断面二次モーメントを I_2 、柱部の断面二次モーメントを I_3 としたときに、例えば、 $0.8 \leq (I_1/I_2) \leq 1.4$ 、且つ $0.1 \leq (I_1/I_3) \leq 3.0$ の関係となるように設計する。これにより、保持器を組み込む軸受の負荷能力を低下させることなく、保持器の強度を向上させることが可能となる。

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に掲載されたPCT加盟国を同定するために使用されるコード(参考情報)

AE	アラブ首長国連邦	DM	ドミニカ	KZ	カザフスタン	RU	ロシア
AL	アルバニア	EE	エストニア	LC	セントルシア	SD	スーダン
AM	アルメニア	ES	スペイン	LI	リヒテンシュタイン	SE	スウェーデン
AT	オーストリア	FI	フィンランド	LK	スリ・ランカ	SG	シンガポール
AU	オーストラリア	FR	フランス	LR	リベリア	SI	スロヴェニア
AZ	アゼルバイジャン	GA	ガボン	LS	レソト	SK	スロヴァキア
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GB	英国	LT	リトアニア	SL	シエラ・レオネ
BB	バルバドス	GD	グレナダ	LU	ルクセンブルグ	SN	セネガル
BE	ベルギー	GE	グルジア	LV	ラトヴィア	SZ	スワジランド
BF	ブルキナ・ファソ	GH	ガーナ	MA	モロッコ	TD	チャード
BG	ブルガリア	GM	ガンビア	MC	モナコ	TG	トーゴ
BJ	ベナン	CN	ギニア	MD	モルドヴァ	TJ	タジキスタン
BR	ブラジル	GW	ギニア・ビサウ	MC	マダガスカル	TZ	タンザニア
BY	ベラルーシ	GR	ギリシャ	MK	マケドニア旧ユーゴスラヴィア共和国	TM	トルクメニスタン
CA	カナダ	HR	クロアチア	ML	マリ	TR	トルコ
CF	中央アフリカ	HU	ハンガリー	MN	モンゴル	TT	トリニダード・トバゴ
CG	コンゴ	ID	インドネシア	MR	モーリタニア	UA	ウクライナ
CH	スイス	IE	アイルランド	MW	マラウイ	UG	ウガンダ
CI	コートジボワール	IL	イスラエル	MX	メキシコ	US	米国
CM	カメルーン	IN	インド	NE	ネジュール	UZ	ウズベキスタン
CN	中国	IS	アイスランド	NL	オランダ	VN	ヴェトナム
CR	コスタ・リカ	IT	イタリア	NO	ノルウェー	YU	ユーゴスラビア
CU	キューバ	JP	日本	NZ	ニュージーランド	ZA	南アフリカ共和国
CY	キプロス	KE	ケニア	PL	ポーランド	ZW	ジンバブエ
CZ	チェッコ	KG	キルギスタン	PT	ポルトガル		
DE	ドイツ	KP	北朝鮮	RO	ルーマニア		
DK	デンマーク	KR	韓国				

明 細 書

ころ軸受用保持器

技術分野

本発明は、製鉄用の各種圧延機に使用されるミル減速機のように急激な加減速や負荷変動が繰り返される箇所で用いられるころ軸受や、鉄道車両の車軸や振動篩のように、大きな振動を伴う装置で用いられるころ軸受、つまりころの公転速度の変化が繰り返し発生したり軸受ラジアル方向の振動を繰り返し受けるような箇所で使用されるころ軸受に係り、特にそのころ軸受に組み込まれる保持器に関する。

1 0

背景技術

製鉄用圧延機などの各種産業機械や車両等では回転軸を支承するために、ころ軸受が広く使用されている。このころ軸受は、例えば図1に示すように、内周面に外輪軌道1 aを有する外輪1と、外周面に内輪軌道2 aを有する内輪2と、上記外輪軌道1 aと内輪軌道2 aとの間に転動自在に組み込まれる複数個のころ3と、この複数個のころ3を保持した状態で、上記外輪軌道1 aと内輪軌道2 aとの間に回転自在に介装される保持器4とを備える。

上記保持器4は、図1および図2に示すように、相隣合うポケット8間にそれぞれ存在しころ転動面と対向する柱状の柱部7と、その柱部7の軸方向両側間をそれぞれ連結してころ端面と軸方向で対向する一対の環状部5、6とから構成される。

上記一対の環状部5、6と柱部7、7で囲まれた空間は、ころ3を収納するポケット8と呼ばれ、保持器4ところ3の間に所定のすきまを設

けることによって、ころ 3 は転動自在に当該保持器 4 に保持される。

5 なお、以下の説明では、円すいころ軸受や自動調心ころ軸受のように、上記一对の環状部 5、6 の直径が異なる保持器については、当該保持器の直径が大きい方（大径側）の環状部を第 1 環状部 5、直径が小さい方（小径側）の環状部を第 2 環状部 6 とする。また、円筒ころ軸受のよう
10 に、一对の環状部 5、6 の直径が等しいか略等しい場合には、任意に第 1 環状部 5 及び第 2 環状部 6 を特定する。

 また、上記各種産業機械に使用されるころ軸受として、図 1 4 に示すように、外輪軌道 1 a と内輪軌道 2 a との間に複列に複数個のころ 3 が
10 配置され、各列のころ 3 を個別に保持して上記外輪軌道 1 a と内輪軌道 2 a との間に回転自在に介装される 2 個の保持器 4 を備えるものもある。
 。

 この保持器 4 は、それぞれ図 1 4 及び図 1 5 に示すように、ころ端面と軸方向で対向する環状部 5 と、その環状部 5 の軸方向片側から突出してころ転動面と対向して周方向に並ぶ複数の柱部 7 とから構成された、
15 くし形の保持器である。この保持器であっても、上記環状部 5 と柱部 7、7 で囲まれた空間は、ころ 3 を収納するポケット 8 と呼ばれ、保持器 4 ところ 3 の間に所定のすきまを設けることによって、ころ 3 は転動自在に当該保持器 4 に保持される。

20 なお、上記のような複列のころ 3 を有するころ軸受において、図 1 4 に示すように、各ころ 3 の列毎に個別の保持器 4 を組み込む場合には、上記図 1 5 のように環状部 5 の軸方向片側からのみ柱部 7 が突出する形状のくし形保持器が用いられる。一方、複列のころ 3 を 1 個の保持器で保持する場合には、図 1 6 のように環状部 5 の軸方向両側からそれぞれ
25 柱部 7 が突出する形状のくし形保持器が用いられる。

 以下の説明では、図 1 5 のように環状部 5 の軸方向片側から柱部 7 が

突出する形状のくし形保持器を二体型、図 16 のように環状部 5 の軸方向両側から柱部 7 が突出する形状のくし形保持器を一体型と呼ぶ場合もある。

5 ところで、前述のような各保持器 4 を備えるころ軸受を、製鉄用の各種圧延機に使用されるミル減速機のような、急激な加減速や負荷変動が繰り返される箇所で用いた場合には、ころ 3 の公転速度が急激に変化するため、当該ころ 3 が、保持器 4 の柱部 7 に何度も衝突する。このような衝突によって、周方向から作用する荷重 W が、図 3 及び図 17 に示すように、ころ 3 から保持器 4 の柱部 7 に作用し、当該保持器 4 は変形する。
10 る。

この結果、曲げ応力が環状部 5、6 および柱部 7 に繰り返して負荷されるため、長期の使用によって、環状部 5、6 または柱部 7 に亀裂が発生して、保持器 4 に破損が生ずるのみならず、軸受が回転不能になることがある。

15 上記亀裂は、環状部 5、6 と柱部 7 との連結部に発生するので、この保持器 4 の破損を防止して軸受の寿命の劣化を防止するためには、上記周方向からの荷重 W によって当該連結部に生ずる曲げ応力を緩和する必要がある。

ここで、図 1 及び図 2 に示すような 1 対の環状部 5、6 を有する形式
20 の保持器にあっては、上記ころ 3 からの荷重 W によって、図 3 に示すように、第 1 環状部 5 及び第 2 環状部 6 と柱部 7 との各連結部に、それぞれモーメント M_1 、 M_2 が作用する。第 1 環状部 5 と柱部 7 の連結部における第 1 環状部 5 の A 部分に生じる曲げ応力を σ_1 、第 2 環状部 6 と柱部 7 の連結部における第 2 環状部 6 の B 部分に生じる曲げ応力を σ_2 、
25 、第 1 環状部 5 と柱部 7 の連結部における柱部 7 の C 部分に生じる曲げ応力を σ_3 、第 2 環状部 6 と柱部 7 の連結部における柱部 7 の D 部分に

生じる曲げ応力を σ_i とすると、各曲げ応力 $\sigma_1 \sim \sigma_4$ は、材料力学的な力の釣り合い条件等から次式で表わされる。

$$\sigma_1 = M_1 e_1 / (2 I_1) \cdots (1)$$

$$\sigma_2 = M_2 e_2 / (2 I_2) \cdots (2)$$

$$5 \quad \sigma_3 = M_1 e_3 / I_3 \cdots (3)$$

$$\sigma_4 = M_2 e_3 / I_3 \cdots (4)$$

上記 I_1 、 I_2 、 I_3 は、それぞれ第1環状部5、第2環状部6、及び柱部7の各断面二次モーメントであって、当該断面二次モーメント

10 I_1 、 I_2 、 I_3 は次式で定義される。

$$I_1 = \int_{A_1} z_1^2 dA_1 \cdots (5)$$

$$I_2 = \int_{A_2} z_2^2 dA_2 \cdots (6)$$

$$I_3 = \int_{A_3} z_3^2 dA_3 \cdots (7)$$

上記(5)～(7)式中の A_1 、 A_2 、 A_3 は、それぞれ第1環状部
15 5、第2環状部6、柱部7の各断面積である。

また、上記(1)～(3)式中の $e_1 \sim e_3$ は、後述するように、後述の各座標系における図心から断面周縁までの最大値である。

さらに、上記各断面二次モーメント I_1 、 I_2 、 I_3 の座標系については、次のように定義したものである。すなわち、断面二次モーメント

20 I_1 は、図1に示すように、第1環状部5の断面上に、当該断面の図心を原点として、保持器外径面が規制される円すい面もしくは円筒面の法線方向に y_1 軸をとり、かつ z_1 軸を、軸方向且つ上記円すい面もしくは円筒面の接線方向にとった $y_1 - z_1$ 直交座標系によるものであり、柱部7の長さ方向に垂直な中立軸に対する断面二次モーメントである。

25 また、断面二次モーメント I_2 は、第2環状部6の断面上に、当該断面の図心を原点として、上記円すい面もしくは円筒面の法線方向に y_2 軸

- をとり、かつ、 z_2 軸を、軸方向且つ上記円すい面もしくは円筒面の接線方向にとった $y_2 - z_2$ 直交座標系によるものであり、柱部7の長さ方向に垂直な中立軸に対する断面二次モーメントである。さらに、断面二次モーメント I_2 は、柱部7の断面上に、当該断面の図心を原点として、上記円すい面もしくは円筒面の法線方向に y_3 軸をとり、かつ z_3 軸を、円周方向且つ上記円すい面もしくは円筒面の接線方向にとった $y_3 - z_3$ 直交座標系によるものであり、保持器の円周方向に垂直な中立軸に対する断面二次モーメントである。

ここで、柱部7の長さ方向とは、軸受の略軸方向を向く方向である。

1 0

そして、上記(1)式中の e_1 は、上記第1環状部5の柱部側の断面周縁における z_1 座標の最大値を表す。また、上記(2)式中の e_2 は、上記第2環状部6の柱部側の断面周縁における z_2 座標の絶対値の最大値を表す。さらに、上記(3)式中の e_3 は、上記柱部7の断面周縁

1 5 における z_3 座標の絶対値の最大値を表す。

- なお、上記図1及び図2に示すような保持器における、柱部7の断面形状が、軸方向に互って変化しない場合、柱部7の断面二次モーメントも軸方向に互って変化しないので、その断面二次モーメントの値をもって I_1 とするが、柱部7の断面形状が、軸方向に互って変化する場合、
- 2 0 柱部7の断面二次モーメントも軸方向に互って変化する場合、円すいころ軸受における I_1 とは、柱部7の一端の断面二次モーメントと、柱部7の他端の断面二次モーメントの平均値であるものとする。また、円筒ころ軸受及び自動調心ころ軸受における I_1 とは、柱部7の一端の断面二次モーメント、柱部7の他端の断面二次モーメント、及び柱部
- 2 5 7の軸方向中央の断面二次モーメントの平均値であるものとする。

また、図14及び図15に示すようなくし形保持器にあっては、上記

ころ 3 が衝突することによる円周方向からの荷重 W によって、図 17 に示すように、環状部 5 と柱部 7 との連結部にモーメント M が作用する。環状部 5 と柱部 7 の連結部における環状部 5 の A 部分に生じる曲げ応力を σ_1 、環状部 5 と柱部 7 の連結部における柱部 7 の C 部分に生じる曲げ応力を σ_3 とすると、各曲げ応力 σ_1 、 σ_3 は材料力学的な力の釣り合い条件等から次式で表わされる。

$$\sigma_1 = M e_1 / (2 I_1) \cdots (8)$$

$$\sigma_3 = M e_3 / I_3 \cdots (9)$$

ここで、上記 I_1 、 I_3 はそれぞれ環状部 5、柱部 7 の各断面二次モーメントであって、当該断面二次モーメント I_1 、 I_3 は次式で定義される。

$$I_1 = \int A_1 z_1^2 dA_1 \cdots (10)$$

$$I_3 = \int A_3 z_3^2 dA_3 \cdots (11)$$

上記 (10)、(11) 式中の A_1 、 A_3 はそれぞれ環状部 5、柱部 7 の各断面積である。また、上記 (8)、(9) 式中の e_1 、 e_3 は、後述するように、それぞれ後述の各座標系における断面周縁までの最大値である。

さらに、上記各断面二次モーメント I_1 、 I_3 の座標系については、上述と同様に、次のように定義したものである。すなわち、断面二次モーメント I_1 は、図 14 に示すように、環状部 5 の断面上に、当該断面の図心を原点として、保持器外径面が規制される円筒面の法線方向に y_1 軸をとり、かつ z_1 軸を、軸方向かつ上記円筒面の接線方向にとった y_1 - z_1 直交座標系によるものであり、柱部 7 の長さ方向に垂直な中立軸に対する断面二次モーメントである。また、断面二次モーメント I_3 は、図 14 に示すように、柱部 7 の断面上に、当該断面の図心を原点として、上記円筒面の法線方向に y_3 軸をとり、かつ z_3 軸を、円周

方向かつ上記円筒面の接線方向にとった $y_3 - z_3$ 直交座標系によるものであり、保持器の円周方向に垂直な中立軸に対する断面二次モーメントである。

5 そして、上記（８）式中の e_1 は、上記環状部 5 の柱部側の断面周縁における z_1 座標の最大値を表す。また、上記（９）式中の e_3 は、上記柱部 7 の断面周縁における z_3 座標の最大値を表す。

 なお、くし形保持器にあっては、柱部 7 の断面形状は、軸方向に互って変化しないようにするのが一般的であるが、例えば自動調心ころ軸受用保持器等のように、柱部 7 の断面形状が軸方向に互って変化する場合
10 もある。このような場合は、 I_3 とは、柱部 7 における、環状部 5 との連結部分の断面二次モーメントであるものとする。

 上記（１）式～（４）式、若しくは（８）式及び（９）式から分かるように、全ての断面二次モーメント I_1 、 I_2 、 I_3 を大きくすることで、各応力 $\sigma_1 \sim \sigma_4$ が小さくなることが分かる。

15 一方、図 27 に示すような保持器 4 を備えるころ軸受を、車両の車軸や駆動装置、製鉄用圧延機、あるいは振動篩のような、大きな振動を伴う箇所で用いた場合には、保持器 4 が軸受のラジアル方向に繰り返し振動し、保持器 4 の柱部 7 がころ 3 に何度も衝突する。このような衝突によって、図 25 に示すように、ころ 3 から保持器 4 の柱部 7 にラジアル
20 方向（半径方向）の荷重 W' が作用し、当該保持器 4 は図 26 のように変形する。このように、曲げ応力が一對の環状部 5、6 および柱部 7 に繰り返して負荷されると、長期の使用によって、環状部 5、6 または柱部 7 に亀裂が発生して、保持器 4 に破損が生ずるのみならず、軸受が回転不能になることがある。

25 上記亀裂は、環状部 5、6 と柱部 7 との連結部に発生するので、この保持器 4 の破損を防止して軸受の寿命の短縮を防止するためには、上記

荷重 W' によって当該連結部に生ずる曲げ応力を緩和する必要がある。

上記ころ 3 からの荷重 W' によって、保持器 4 は図 2 6 に示すように変形する。すなわち、柱部 7 については、その軸方向中央部に荷重 W' が作用するとともに、第 1 環状部 5 及び第 2 環状部 6 と柱部 7 との各連結部にそれぞれモーメント M_1' 、 M_2' が作用し、これらの荷重とモーメントによって柱部 7 は図 2 6 に示すように変形する。また、第 1 環状部 5 及び第 2 環状部 6 と柱部 7 との各連結部にはそれぞれ荷重 $\kappa W'$ 、 $(1 - \kappa) W'$ が作用し、これらの荷重によって環状部 5、6 は図 2 6 に示すように変形する。ここで、 κ は 0 より大きく 1 より小さい定数で、材料力学的な計算によって求めることができる。

第 1 環状部 5 と柱部 7 の連結部における第 1 環状部 5 の A 部分に生ずる曲げ応力を σ_1' 、第 2 環状部 6 と柱部 7 の連結部における第 2 環状部 6 の B 部分に生ずる曲げ応力を σ_2' 、第 1 環状部 5 と柱部 7 の連結部における柱部 7 の C 部分に生ずる曲げ応力を σ_3' 、第 2 環状部 5 と柱部 7 の連結部における柱部 7 の D 部分に生ずる曲げ応力を σ_4' とすると各曲げ応力 $\sigma_1' \sim \sigma_4'$ は、材料力学的な力の釣り合い条件等から次式で表される。

$$\sigma_1' = \kappa W' d_1 e_1' / (4 I_1') \cdots (12)$$

$$\sigma_2' = (1 - \kappa) W' d_2 e_2' / (4 I_2') \cdots (13)$$

$$\sigma_3' = M_1' e_3' / I_3' \cdots (14)$$

$$\sigma_4' = M_2' e_3' / I_3' \cdots (15)$$

上記 I_1' 、 I_2' 、 I_3' は、それぞれ第 1 環状部 5、第 2 環状部 6、及び柱部 7 の各断面二次モーメントであって、当該断面二次モーメント I_1' 、 I_2' 、 I_3' は次式で定義される。

$$I_1' = \int A_1 y_1^2 dA_1 \cdots (16)$$

$$I_2' = \int_{A_2} y_2^2 dA_2 \quad \dots (17)$$

$$I_3' = \int_{A_3} y_3^2 dA_3 \quad \dots (18)$$

上記(16)～(18)式中の A_1 、 A_2 、 A_3 は、それぞれ第1環状部5、第2環状部6、柱部7の各断面積である。また、上記(12)～(15)式中の e_1' 、 e_2' 、 e_3' は、後述するように、後述の各座標系における図心から断面周縁までの距離である。

さらに、上記各断面二次モーメント I_1' 、 I_2' 、 I_3' の座標系については、次のように定義したものである。すなわち、断面二次モーメント I_1' は、図27に示すように、第1環状部5の断面上に、当該断面の図心を原点として、保持器外径面が規制される円すい面もしくは円筒面の法線方向に y_1 軸をとり、かつ z_1 軸を、軸方向且つ上記円すい面もしくは円筒面の接線方向にとった $y_1 - z_1$ 直交座標系によるものであり、柱部7の長さ方向に平行な中立軸に対する断面二次モーメントである。また、断面二次モーメント I_2' は、第2環状部6の断面上に、当該断面の図心を原点として、上記円すい面もしくは円筒面の法線方向に y_2 軸をとり、且つ z_2 軸を、軸方向且つ上記円すい面もしくは円筒面の接線方向にとった $y_2 - z_2$ 直交座標系によるものであり、柱部7の長さ方向に平行な中立軸に対する断面二次モーメントである。また、断面二次モーメント I_3' は、柱部7の断面上に、当該断面の図心を原点として、上記円すい面もしくは円筒面の法線方向に y_3 軸をとり、且つ z_3 軸を、円周方向且つ上記円すい面もしくは円筒面の接線方向にとった $y_3 - z_3$ 直交座標系によるものであり、保持器の円周方向に平行な中立軸に対する断面二次モーメントである。

そして、上記(12)式中の e_1' は、上記第1環状部5の断面周縁における y_1 座標の絶対値の最大値を表す。また、上記(13)式中の e_2' は、上記第2環状部6の断面周縁における y_2 座標の絶対値の最

大値を表す。さらに、上記（１４）式中の e_3' は、上記柱部 7 の断面周縁における y_3 座標の絶対値の最大値を表す。

- 5 なお、柱部 7 の断面形状が、軸方向に亘って変化しない場合、柱部 7 の断面二次モーメントも軸方向に亘って変化しないので、その断面二次モーメントの値をもって I_3' とするが、柱部 7 の断面形状が、軸方向に亘って変化する場合、柱部 7 の断面二次モーメントも軸方向に亘って変化する。その場合、円すいころ軸受における I_3' とは、柱部 7 の一端の断面二次モーメントと、柱部 7 の他端の断面二次モーメントの平均値であるものとする。また、円筒ころ軸受及び自動調心ころ軸受における I_3' とは、柱部 7 の一端の断面二次モーメント、柱部 7 の他端の断面二次モーメント、及び柱部 7 の軸方向中央の断面二次モーメントの平均値であるものとする。
- 10

- 上記（１２）式～（１５）式からわかるように、全ての断面二次モーメント I_1' 、 I_2' 、 I_3' を大きくすることで、各応力 $\sigma_1' \sim$
- 15 σ_4' が小さくなることがわかる。

 そこで、従来にあっては、環状部 5、6 及び柱部 7 の全ての断面を大きくすることで各断面二次モーメント I_1 、 I_2 、 I_3 及び I_1' 、 I_2' 、 I_3' を大きくして、保持器 4 の強度を向上させ、破損が生ずることを防止している。

- 20 ここで、従来にあっては、保持器強度が弱い場合に断面積を大きくして強度を上げれば良いという経験的な認識はあるものの、上記のように環状部 5、6 及び柱部 7 の各断面二次モーメントを検討しそれらの強度を最適に組み合わせて設計していたわけではない。

- このため、いずれの形式の保持器であっても、保持器や使用される軸
- 25 受用途に関係なく、環状部 5、6 および柱部 7 の断面二次モーメント I_1 、 I_2 、 I_3 の全て、若しくは断面二次モーメント I_1' 、 I_2' 、

- I_3' の全てが大きくなるように設計すると、ころ 3 を保持する空間容積（ポケット 8 の大きさや数）が小さくなるため、保持器 4 の強度を高めるにつれて、軸受内に組み込めるころ 3 の数が少なくなったり、ころ 3 の寸法を小さくする必要が生じて、軸受の負荷能力が低下するという問題がある。また、必要以上に保持器の重量増大に繋がる。

特に、円周方向からの荷重とラジアル方向の荷重の両荷重による合成荷重に対して強度を高めようとする、断面二次モーメント I_1 、 I_2 、 I_3 、及び断面二次モーメント I_1' 、 I_2' 、 I_3' の全てについて大きくしようとする結果、更に上記問題が顕在化する。

- 1 0 本発明は、このような問題点に着目してなされたもので、保持器を組み込む軸受の負荷能力を低下させることなく、保持器の強度を向上させることが可能なころ軸受用保持器の提供を課題とする。

発明の開示

- 1 5 本発明はいずれも、ころから受ける荷重方向を考慮しつつ、環状部の曲げ応力、及び、柱部の曲げ応力が互いに大きく異ならないように最適化することによって、軸受の負荷能力を低下させることなく、しかも保持器の重量増大を抑えつつ保持器の強度を向上できることに着目したものである。

- 2 0 すなわち、上記課題を解決するために、請求の範囲第 1 項に記載の発明は、各ころの転動面と対向して周方向に並ぶ複数の柱部と、各ころの端面と軸方向で対向し上記周方向で並ぶ柱部の軸方向両端部間をそれぞれ連結する一対の環状部とを有するころ軸受用保持器において、

- 上記一対の環状部のうち、直径が大きい方等しい方の環状部を第 1 環状部と呼び、直径が小さい方等しい方の環状部を第 2 環状部と呼び、柱部の長さ方向に垂直な中立軸に対する上記第 1 環状部の断面二次モー

- ントを I_1 、柱部の長さ方向に垂直な中立軸に対する第 2 環状部の断面二次モーメントを I_2 、保持器の円周方向に垂直な中立軸に対する上記柱部の断面二次モーメントを I_3 とし、柱部の長さ方向に平行な中立軸に対する上記第 1 環状部の断面二次モーメントを I_1' 、柱部の長さ方向に平行な中立軸に対する第 2 環状部の断面二次モーメントを I_2' 、保持器の円周方向に平行な中立軸に対する上記柱部の断面二次モーメントを I_3' としたときに、

$$0.8 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.4$$

$$、且つ 0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0 \quad \text{の条件式}$$

- 10 または、

$$0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.7$$

$$、且つ 0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 6.0 \quad \text{の条件式}$$

の少なくとも一方の条件式を満足することを特徴とするころ軸受用保持器を提供するものである。

- 15 なお、円筒ころ軸受のように、一对の環状部の径が等しいか略等しい場合には、任意の側の環状部を第 1 環状部とし、他方を第 2 環状部とすればよい。

このとき、円すいころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器にあっては、請求の範囲第 2 項に記載の発明のように、

$$20 \quad 1.0 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.4$$

$$、且つ 0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0$$

の条件を満足させると良い。

また、自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器にあっては、請求の範囲第 3 項に記載の発明のように、

$$25 \quad 0.8 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.2$$

$$、且つ 0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0$$

の条件を満足させると良い。

また、一对の環状部の直径が等しいか略等しい、円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器にあっては、請求の範囲第4項に記載の発明のように、

$$5 \quad 0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.4$$

の条件を満足させると良い。

さらに、円すいころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器に対して、請求の範囲第5項に記載の発明のように、

$$1. \quad 0 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.7$$

$$10 \quad \text{、且つ } 0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 6.0$$

の条件を満足させると良い。

また、自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器に対して、請求の範囲第6項に記載の発明のように、

$$0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 1.7$$

$$15 \quad \text{、且つ } 0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 4.0$$

の条件を満足させると良い。

円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器に対して、請求の範囲第7項に記載の発明のように、

$$0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 0.8$$

$$20 \quad \text{の条件を満足させると良い。}$$

また、円すいころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器に対して、請求の範囲第8項に記載の発明のように、

$$1. \quad 0 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.4$$

$$\text{、且つ } 0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0$$

$$25 \quad 1. \quad 0 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.7$$

$$\text{、且つ } 0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 6.0$$

の全ての条件を満足させると良い。

また、自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器に対して、請求の範囲第 9 項に記載の発明のように、

$$0.8 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.2$$

5、且つ $0.3 \leq (I_1/I_3) \leq 3.0$

$$0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 1.7$$

、且つ $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 4.0$

の全ての条件を満足させると良い。

また、円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器に対して、請求
10 の範囲第10項に記載の発明のように、

$$0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.4$$

且つ $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 0.8$

の両条件を満足させると良い。

ここで、上記対象とすころ軸受が円筒ころ軸受の場合には、通常、
15 $(I_1 / I_2) \approx 1$ となるが、必ずしも 1 となるように設計する必要は
ない。

次に、請求の範囲第 11 項に記載の発明は、各ころの端面と軸方向で対向する 1 個の環状部と、その環状部の軸方向片側又は両側から突出し且つ各ころの転動面と対向して周方向に並ぶ複数の柱部とを有するくし

20 形のころ軸受用保持器において、

柱部の長さ方向に垂直な中立軸に対する上記環状部の断面二次モーメントを I_1 、保持器の円周方向に垂直な中立軸に対する上記柱部の断面二次モーメントを I_2 としたときに、 $0.3 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.6$ の条件を満足することを特徴とするころ軸受用保持器を提供するものである。

このとき、上記環状部の軸方向片側からのみから柱部が突出する保持

器であって、複列円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器においては、請求の範囲第 12 項に記載の発明のように、

$$0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.9 \text{ の条件を満足させると良い。}$$

- 5 また、上記環状部の軸方向両側から柱部が突出する保持器であって、
複列円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器においては、請求の
範囲第 13 項に記載の発明のように、

$$0.7 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.6 \text{ の条件を満足させると良い。}$$

- また、上記環状部の軸方向片側からのみから柱部が突出する保持器で
あって、自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器においては
10 、請求の範囲第 14 項に記載の発明のように、

$$0.5 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.5 \text{ の条件を満足させると良い。}$$

- また、上記環状部の軸方向両側から柱部が突出する保持器であって、
自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器においては、請求の
範囲第 15 項に記載の発明のように、

- 15 $0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.0$ の条件を満足させると良い。

ここで、請求の範囲第 11 項記載の発明における (I_1 / I_3) の上記適用範囲 $(0.3 \sim 1.6)$ は、上記請求の範囲第 1 項に記載の発明における (I_1 / I_3) の適用範囲 $(0.1 \sim 3.0)$ 内に完全に包含され且つより狭い範囲に特定されたものとなっている。

- 20 上記いずれの本発明であっても、ころから作用する荷重方向を考慮しつつ保持器の形式に応じて、各環状部の曲げ応力、及び柱部の曲げ応力が互いに大きく異ならないように設計されるため、軸受の負荷能力を低下させることなく保持器の強度が向上する。

次に、その根拠について説明する。

- 25 まず、請求の範囲第 1 項～第 10 項に記載の各発明の根拠について、上記図 1～図 3 等を参照しつつ説明する。

円周方向及び軸受のラジアル方向（半径方向）の各荷重が、単独若しくは合成荷重として、組み込む軸受の使用部位によって作用するが、個々の荷重に対する根拠に分けて以下、説明する。

まず、ころからの荷重が、円周方向から負荷される場合を説明する。

5

例えば、環状部 5 の曲げ応力 σ_1 が柱部 7 の曲げ応力 σ_3 に比べて非常に大きい場合、つまり $\sigma_1 \gg \sigma_3$ の場合には、保持器 4 の折損は環状部 5 の A 部分で生ずるから、その強度を向上させるために環状部 5 の断面二次モーメント I_1 を大きくする一方で、ころ 3 を保持する空間容積
1 0 が小さくならないように柱部 7 の断面二次モーメント I_3 を小さくすれば良い。

ここに、断面二次モーメントを大きくするには、通常その断面を大きくし、断面二次モーメントを小さくするには、通常その断面を小さくすればよい。勿論、断面形状を工夫することでも断面二次モーメントを変更
1 5 更することは可能である。

これとは逆に、柱部 7 の曲げ応力 σ_3 が環状部 5 の曲げ応力 σ_1 に比べて非常に大きい場合、つまり $\sigma_3 \gg \sigma_1$ の場合には、保持器 4 の折損は柱部 7 の C 部分で生ずるから、その強度を向上させるために柱部 7 の断面二次モーメント I_3 を大きくする一方で、ころ 3 を保持する空間容
2 0 積が小さくならないように、環状部 5 の断面二次モーメント I_1 を小さくすれば良い。

すなわち、環状部 5 の曲げ応力 σ_1 と柱部 7 の曲げ応力 σ_3 に大きな差がある場合、この応力の差を小さくすることによって、ころ数やころの寸法を小さくすることなく、つまり軸受の負荷能力を低下させること
2 5 なく保持器 4 の破損を生じ難くすることができる。

これと同様に、環状部 6 の曲げ応力 σ_2 と柱部 7 の曲げ応力 σ_3 に大

きな差がある場合も、この差を小さくすることによって、ころ数やころの寸法を小さくすることなく、保持器 4 の破損を生じ難くすることができる。

- すなわち、従来のように保持器 4 の各部の断面二次モーメントの全てを大きくして保持器 4 の強度を上げるのではなく、本発明は、曲げ応力
5 が大きくなる部分の断面二次モーメントだけを大きくして保持器全体の負荷能力を高めた最適設計を行うことを考えたものである。

そして、この観点から、本発明は、設計上とり得る範囲の各部の寸法諸元値から曲げ応力の最大値が最小となる (I_1 / I_2)、

- 1 0 (I_1 / I_3) を規定した。

また、ころからの荷重が、軸受のラジアル方向（半径方向）から負荷される場合についても、上記円周方向からの荷重に対する対処と同様の発想である。

- すなわち、例えば、環状部 5 の曲げ応力 σ_1' が柱部 7 の曲げ応力
1 5 σ_3' に比べて非常に大きい場合、つまり $\sigma_1' \gg \sigma_3'$ の場合には、保持器 4 の折損は、図 2 6 に示す環状部 5 の A 部分で生ずるから、その強度を向上させるために環状部 5 の断面二次モーメント I_1' を大きくする一方で、ころ 3 を保持する空間容積が小さくならないように柱部 7 の断面二次モーメント I_3' を小さくすれば良い。

- 2 0 ここに、断面二次モーメントを大きくするには、通常その断面を大きくし、断面二次モーメントを小さくするには、通常その断面を小さくすればよい。勿論、断面形状を工夫することでも断面二次モーメントを変更することは可能である。

- これとは逆に、柱部 7 の曲げ応力 σ_3' が環状部 5 の曲げ応力 σ_1'
2 5 に比べて非常に大きい場合、つまり $\sigma_3' \gg \sigma_1'$ の場合には、保持器 4 の折損は、図 2 6 に示す柱部 7 の C 部分で生ずるから、その強度を向

上させるために柱部 7 の断面二次モーメント I_3' を大きくする一方で、ころ 3 を保持する空間容積が小さくならないように、環状部 5 の断面二次モーメント I_1' を小さくすれば良い。

すなわち、環状部 5 の曲げ応力 σ_1' と柱部 7 の曲げ応力 σ_3' に大きな差がある場合も、この応力の差を小さくすることによって、ころ数
5 やころの寸法を小さくすることなく、つまり軸受の負荷能力を低下させることなく保持器 4 の破損を生じ難くすることができる。

これと同様に、環状部 6 の曲げ応力 σ_2' と柱部 7 の曲げ応力 σ_4' に大きな差がある場合も、この差を小さくすることによって、ころ数や
10 ころの寸法を小さくすることなく、保持器 4 の破損を生じ難くすることができる。

すなわち、従来のように保持器 4 の各部の断面二次モーメントの全てを大きくして保持器 4 の強度を上げるのではなく、本発明は、曲げ応力が大きくなる部分の断面二次モーメントだけを大きくして保持器全体の
15 負荷能力を高めた最適設計を行うことを考えたものである。

そして、この観点から、本発明は、設計上とり得る範囲の各部の寸法諸元値から曲げ応力の最大値が最小となる (I_1' / I_2')、
(I_1' / I_3') を規定した。

以上は、円周方向からの荷重 W とラジアル方向からの荷重 W' とが単
20 独で作用する場合で説明しているが、両方向からの荷重が繰り返し、つまり両荷重の合成荷重が作用するようなころ軸受に使用される保持器にあっても、作用する合成荷重を円周方向とラジアル方向とに分解させて考えれば上記各発想が個々に適用される。

次に、上記請求の範囲第 1 項～第 10 項の発明に係る各臨界的意義に
25 ついて説明する。

まず、円周方向の荷重 W に対する臨界的意義を説明する。

無次元最大曲げ応力 (σ/σ_0) と、(I_1/I_2) および
 (I_1/I_3) の関係を材料力学モデルに基づいて計算したところ、図
 4 に示す結果を得た。

ここで、無次元最大曲げ応力 (σ/σ_0) で考えたのは、無次元化す
 ることにより、どのような大きさの荷重にも適用できて汎用性が高まる
 ためである。

また、上記 σ は、上述の定義に基づく、第 1 環状部 5 と柱部 7 の連結
 部における第 1 環状部 5 の曲げ応力 σ_1 、第 2 環状部 6 と柱部 7 の連結
 部における第 2 環状部 6 の曲げ応力 σ_2 、第 1 環状部 5 と柱部 7 の連結
 部における柱部 7 の曲げ応力 σ_3 、第 2 環状部 6 と柱部 7 の連結部にお
 ける柱部 7 の曲げ応力 σ_4 のうちの最大のものである。この σ が小さい
 ほど、ころ 3 と柱部 7 の衝突による保持器 4 の破損は生じにくいことを
 表している。

また、 σ_0 は、一対の環状部 5、6 を剛体とみなしたときの、柱部 7
 に生じる最大曲げ応力である。

この (σ/σ_0) は、六つのパラメータ (I_1/I_2)、
 (I_1/I_3)、(e_1/e_2)、(e_1/e_3)、(d_1/d_2)、
 (d_1/d_3) が与えられれば計算することができる。

ここで、 d_1 、 d_2 は、図 2 に示すように、それぞれ第 1 環状部 5、
 第 2 環状部 6 における、ころ収納用ポケット 8 を形成する部分の長さで
 あり、 d_3 は柱部 7 の長さである。

そして、大部分のころ軸受用保持器においては、寸法の諸元から可能
 な範囲は、それぞれ (e_1/e_2) = 0.2 ~ 1.8、(e_1/e_3)
 = 0.2 ~ 1.2、(d_1/d_2) = 0.8 ~ 1.4、(d_1/d_3)
 = 0.5 ~ 3.0 であるから、図 4 においては、この範囲
 (e_1/e_2) = 0.2 ~ 1.8、(e_1/e_3) = 0.2 ~ 1.2、

(d_1/d_2) = 0.8 ~ 1.4、(d_1/d_3) = 0.5 ~ 3.0 の範囲で (e_1/e_2)、(e_1/e_3)、(d_1/d_2)、(d_1/d_3) の各パラメータをランダムに変化させて、(σ/σ_0) が最小値をとるときの (I_1/I_2) および (I_1/I_3) と、上記

5 (σ/σ_0) の最小値との関係を求めたものが、上記図4である。

なお、図4中では、上記 (σ/σ_0) の値をグレースケールで示しており、白色から黒色に近づくにしたがって (σ/σ_0) は小さくなる。

この図4から分かるように、(I_1/I_2) = 0.8 ~ 1.4、

10 (I_1/I_3) = 0.1 ~ 3.0 であれば、設計可能な範囲の内から最適な値となって (σ/σ_0) が最小になり、ころ軸受用保持器の破損を生じにくくすることができる。

これに基づき、本発明では、 $0.8 \leq (I_1/I_2) \leq 1.4$ 、

且つ $0.1 \leq (I_1/I_3) \leq 3.0$ と規定した。

15 ここで、図4中の×印は、(e_1/e_3) もしくは (d_1/d_2) がそれぞれ (e_1/e_3) = 0.2 ~ 1.2、(d_1/d_2) = 0.8 ~ 1.4 の範囲に入らない場合における、(σ/σ_0) を最小にする (I_1/I_2) および (I_1/I_3) を求めた例である。(I_1/I_2) および (I_1/I_3) が上記範囲 (I_1/I_2) = 0.8 ~ 1.4、

20 (I_1/I_3) = 0.1 ~ 3.0 に入っていないが、このような保持器は、(e_1/e_3) もしくは (d_1/d_2) の値が実際に用いられない、非実用的な寸法のものである。

また、ころ軸受の諸元によっては、第2環状部6よりも第1環状部5の軸方向幅を相対的に大きくして(断面を大きくして)、(e_1/e_2

25) ≥ 1 とすることもできる。

そこで、(e_1/e_2) = 1 ~ 1.8、(e_1/e_3) =

0.2 ~ 1.2、 $(d_1 / d_2) = 0.8 \sim 1.4$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 3.0$ の範囲で、 (σ / σ_0) が最小値をとるときの (I_1 / I_2) および (I_1 / I_3) と、上記 (σ / σ_0) の最小値との関係を求めてみた。

5 その結果を図5に示す。

この図5から分かるように、 $(I_1 / I_2) = 0.8 \sim 1.4$ 、 $(I_1 / I_3) = 0.1 \sim 0.6$ であれば (σ / σ_0) が最小になり (σ / σ_0) の値が図4の場合に比べて小さい。

すなわち、ポケット8の大きさを小さくすることなく、第2環状部6
10 に対して第1環状部5の幅を大きくするように特定した場合、つまり $(e_1 / e_2) \geq 1$ とした場合には、 $(I_1 / I_2) = 0.8 \sim 1.4$ 、 $(I_1 / I_3) = 0.1 \sim 0.6$ とすることが、ころ軸受用保持器の破損を防止する上で特に好ましくなり、更に最適化が図られる。

また、製鉄用各種圧延機のミル減速機のように、急激な加減速や負荷
15 変動があり、ころ3と柱部7の衝突による保持器の破損が生じやすい箇所では、円すいころ軸受が多用される。大部分の円すいころ軸受においては、 $(e_1 / e_2) = 0.2 \sim 1.8$ 、 $(e_1 / e_3) = 0.2 \sim 1.2$ 、 $(d_1 / d_2) = 1.0 \sim 1.4$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 3.0$ の範囲であることに鑑み、この範囲で (e_1 / e_2) 、
20 (e_1 / e_3) 、 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) をパラメータとしてランダムに変化させて、 (σ / σ_0) が最小値をとるときの (I_1 / I_2) および (I_1 / I_3) と、上記 (σ / σ_0) の最小値との関係を求めてみた。その結果を図6に示す。

この図6から分かるように、 $(I_1 / I_2) = 1.0 \sim 1.4$ 、
25 $(I_1 / I_3) = 0.1 \sim 3.0$ であれば、 (σ / σ_0) が最小になり、円すいころ軸受用保持器の破損を生じ難くすることができる。すなわ

ち、円すいころ軸受用の保持器としては、 $1.0 \leq (I_1/I_2) \leq 1.4$ 、且つ $0.1 \leq (I_1/I_3) \leq 3.0$ となるように最適設計することが好ましいことが分かる。

- また、円すいころ軸受の中でも、特に使用頻度の高いものにおいては、
 5、 $(d_1/d_2) = 1.0 \sim 1.2$ 、 $(d_1/d_3) = 0.5 \sim 1.0$
 であるから、 $(e_1/e_2) = 0.2 \sim 1.8$ 、 $(e_1/e_3) = 0.2 \sim 1.2$ 、 $(d_1/d_2) = 1.0 \sim 1.2$ 、 $(d_1/d_3) = 0.5 \sim 1.0$ の範囲で、 (σ/σ_0) が最小値をとるときの
 (I_1/I_2) 及び (I_1/I_3) と、上記 (σ/σ_0) の最小値との
 10 関係を求めてみたところ、図7に示す結果を得た。

- この図7から分かるように、 $(I_1/I_2) = 1.0 \sim 1.2$ 、
 $(I_1/I_3) = 0.1 \sim 2.5$ であれば、 (σ/σ_0) が最小になり、
 円すいころ軸受用保持器の破損を防止する上で好ましい。すなわち、
 円すいころ軸受用の保持器としては、 $1.0 \leq (I_1/I_2) \leq 1.2$
 15、且つ $0.1 \leq (I_1/I_3) \leq 2.5$ となるように最適設計することが更に好ましいことが分かる。

さらに、円すいころ軸受の諸元によっては、第2環状部6よりも第1環状部5の軸方向幅を大きくして $(e_1/e_2) \geq 1.0$ とすることもできる。

- 20 そこで、 $(e_1/e_2) = 1.0 \sim 1.8$ 、 $(e_1/e_3) = 0.2 \sim 1.2$ 、 $(d_1/d_2) = 1.0 \sim 1.2$ 、 $(d_1/d_3) = 0.5 \sim 1.0$ の範囲で、 (σ/σ_0) が最小値をとるときの (I_1/I_2) および (I_1/I_3) と、上記 (σ/σ_0) の最小値との関係を求めたところ、図8に示す結果を得た。

- 25 この図8から分かるように、 $(I_1/I_2) = 1.0 \sim 1.2$ 、
 $(I_1/I_3) = 0.1 \sim 0.6$ であれば (σ/σ_0) が最小になり、

(σ/σ_0) の値が図 7 の場合に比べて小さいので、(e_1/e_2) \geq 1. 0 となるように、つまり第 2 環状部 6 よりも第 1 環状部 5 の軸方向幅を大きく設計すると同時に、1. 0 \leq (I_1/I_2) \leq 1. 2、且つ 0. 1 \leq (I_1/I_3) \leq 0. 6 とすることで、円すいころ軸受用保持器の破損を防止する上で、更に好ましい最適設計ができることが分かる。

また、大部分の自動調心ころ軸受用保持器においては、(e_1/e_2) = 0. 2 ~ 1. 8、(e_1/e_3) = 0. 6 ~ 1. 2、(d_1/d_2) = 0. 8 ~ 1. 2、(d_1/d_3) = 0. 5 ~ 3. 0 の範囲となるから、この範囲で (e_1/e_2)、(e_1/e_3)、(d_1/d_2)、(d_1/d_3) をパラメータとしてランダムに変化させ、(σ/σ_0) が最小値をとるときの (I_1/I_2) および (I_1/I_3) と、上記 (σ/σ_0) の最小値との関係を求めたところ、図 9 に示す結果を得た。

この図 9 から分かるように、(I_1/I_2) = 0. 8 ~ 1. 2、(I_1/I_3) = 0. 3 ~ 3. 0 であれば、(σ/σ_0) が最小になり、自動調心ころ軸受用保持器の破損を生じにくくすることができる。

すなわち、自動調心ころ軸受用保持器であれば、0. 8 \leq (I_1/I_2) \leq 1. 2、且つ 0. 3 \leq (I_1/I_3) \leq 3. 0 とするのが望ましいことが分かる。

また、自動調心ころ軸受の中でも特に使用頻度の高いものにおいては、(d_1/d_2) = 0. 9 ~ 1. 1、(d_1/d_3) = 0. 8 ~ 1. 3 の範囲であるから、(e_1/e_2) = 0. 2 ~ 1. 8、(e_1/e_3) = 0. 6 ~ 1. 2、(d_1/d_2) = 0. 9 ~ 1. 1、(d_1/d_3) = 0. 8 ~ 1. 3 の範囲で、(σ/σ_0) が最小値をとるときの (I_1/I_2) および (I_1/I_3) と、上記 (σ/σ_0) の最小値と

の関係を求めたところ、図10に示す結果を得た。

- この図10から分かるように、 $(I_1 / I_2) = 0.9 \sim 1.1$ 、
 $(I_1 / I_3) = 0.3 \sim 2.5$ であれば、 (σ / σ_0) が最小になり、
 自動調心ころ軸受用保持器の破損を防止する上で好ましい。すなわち
 5、自動調心ころ軸受用保持器の場合に、 $0.9 \leq (I_1 / I_2) \leq$
 1.1 、且つ $0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 2.5$ とするのが望ましいことが分かる。

- さらに、自動調心ころ軸受の諸元によっては、第2環状部6よりも第1環状部5の軸方向幅を大きくして $(e_1 / e_2) \geq 1.0$ とすること
 10 もできる。

- そこで、 $(e_1 / e_2) = 1.0 \sim 1.8$ 、 $(e_1 / e_3) = 0.6 \sim 1.2$ 、 $(d_1 / d_2) = 0.9 \sim 1.1$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.8 \sim 1.3$ の範囲で、 (σ / σ_0) が最小値をとるときの (I_1 / I_2) および (I_1 / I_3) と、上記 (σ / σ_0) の最小値との関係を求めた
 15 ところ、図11に示す結果を得た。

- この図11から分かるように、 $(I_1 / I_2) = 0.9 \sim 1.1$ 、
 $(I_1 / I_3) = 0.3 \sim 0.6$ であれば (σ / σ_0) が最小になり、
 (σ / σ_0) の値が図10の場合に比べて小さいので、 $(e_1 / e_2) \geq 1.0$ に特定すると共に、 $(I_1 / I_2) = 0.9 \sim 1.1$ 、
 20 $(I_1 / I_3) = 0.3 \sim 0.6$ とすることが、自動調心ころ軸受用保持器の破損を防止する上で更に好ましい。すなわち、第2環状部よりも第1環状部の軸方向幅を大きく設計することで、 $0.9 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.1$ 、且つ $0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.6$ と更に最適な設計が可能となる。

- 25 また、円筒ころ軸受用保持器においては、環状部5の断面形状と環状部6の断面形状はほぼ同一であるため、通常、 $(e_1 / e_2) = 1.0$

- 、 $(d_1 / d_2) = 1.0$ とみなして差支えない。そして、大部分の円筒ころ軸受用保持器においては、 $(e_1 / e_3) = 0.2 \sim 0.8$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 3.0$ の範囲であるから、この範囲で (e_1 / e_3) 、 (d_1 / d_3) をランダムに変化させ、 (σ / σ_0)
- 5 が最小値をとるときの (I_1 / I_3) と、上記 (σ / σ_0) の最小値との関係を求めたところ、図12に示す結果を得た。なお、大部分の円筒ころ軸受用保持器においては、通常、環状部5の断面形状と環状部6の断面形状はほぼ同一であるから、 (I_1 / I_2) はおおよそ1.0となる。このため、 $(I_1 / I_2) = 1.0$ とした。
- 10 この図12から分かるように、 $(I_1 / I_3) = 0.1 \sim 0.4$ であれば、 (σ / σ_0) が最小になり、円筒ころ軸受用保持器の破損を生じにくくすることができる。つまり、円筒ころ軸受用保持器にあっては、 $0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.4$ に最適設計すればよいことが分かる。
- 15 次に、軸受のラジアル方向（半径方向）の荷重 W' に対する臨界的意義を説明する。
- 無次元最大曲げ応力 (σ' / σ_0') と、 (I_1' / I_2') および (I_1' / I_3') の関係を材料力学モデルに基づいて計算したところ、図28に示す結果を得た。
- 20 ここで、無次元最大曲げ応力 (σ' / σ_0') で考えたのは、上述のように、無次元化することにより、どのような大きさの荷重にも適用でき、汎用性が高まるためである。
- また、上記 σ' は、上述の定義に基づく、第1環状部5と柱部7の連結部における第1環状部5の曲げ応力 σ_1' 、第2環状部6と柱部7の
- 25 連結部における第2環状部6の曲げ応力 σ_2' 、第1環状部5と柱部7の連結部における柱部7の曲げ応力 σ_3' 、第2環状部6と柱部7の連

結部における柱部 7 の曲げ応力 σ_4' のうちの最大のものである。この σ' が小さいほど、ころ 3 と柱部 7 の衝突による保持器 4 の破損は生じにくいことを表している。

また、 σ_0' は、一対の環状部 5、6 を剛体とみなしたときの、柱部 5 7 に生じる最大曲げ応力である。

この (σ' / σ_0') は、六つのパラメータ (I_1' / I_2') 、 (I_1' / I_3') 、 (e_1' / e_2') 、 (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) が与えられれば計算することができる。

1 0 ここで、 d_1 、 d_2 は、図 2 6 に示すように、それぞれ第 1 環状部 5、第 2 環状部 6 における、ころ収納用ポケット 8 を形成する部分の長さであり、 d_3 は柱部 7 の長さである。

そして、大部分のころ軸受用保持器においては、寸法の諸元から可能な範囲は、それぞれ $(e_1' / e_2') = 0.2 \sim 1.2$ 、

1 5 $(e_1' / e_3') = 0.8 \sim 4.2$ 、 $(d_1 / d_2) = 0.8 \sim 1.4$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 3.0$ であるから、図 2 8 においては、この範囲 $(e_1' / e_2') = 0.2 \sim 1.2$ 、 (e_1' / e_3')
 $= 0.8 \sim 4.2$ 、 $(d_1 / d_2) = 0.8 \sim 1.4$ 、 (d_1 / d_3)
 $= 0.5 \sim 3.0$ の範囲で (e_1' / e_2') 、 (e_1' / e_3')

2 0 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) の各パラメータをランダムに変化させて、 (σ' / σ_0') が最小値をとるときの (I_1' / I_2') および (I_1' / I_3') と、上記 (σ' / σ_0') の最小値との関係をも求めたものが、上記図 2 8 である。

なお、図 2 8 中では、上記 (σ' / σ_0') の値をグレースケールで 2 5 示しており、白色から黒色に近づくにしたがって (σ' / σ_0') は小さくなる。

この図28から分かるように、 $(I_1' / I_2') = 0.5 \sim 2.7$ 、 $(I_1' / I_3') = 0.2 \sim 6.0$ であれば、設計可能な範囲の内から最適な値となって (σ' / σ_0') が最小になり、ころ軸受用保持器の破損を生じにくくすることができる。

- 5 これに基づき、本発明では、 $0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.7$ 、
且つ $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 6.0$ と規定した。

ここで、図4中の×印は、 (e_1' / e_2') 、 (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) のいずれかが、 $(e_1' / e_2') = 0.2 \sim 1.2$ 、 $(e_1' / e_3') = 0.8 \sim 4.2$ 、

- 10 $(d_1 / d_2) = 0.8 \sim 1.4$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 3.0$ の範囲に入らない場合において、 (σ' / σ_0') を最小にする
 (I_1' / I_2') および (I_1' / I_3') を求めた例である。

(I_1' / I_2') および (I_1' / I_3') が上記範囲

$(I_1' / I_2') = 0.5 \sim 2.7$ 、 $(I_1' / I_3') = 0.2 \sim$

- 15 6.0 に入っていないが、このような保持器は、 (e_1' / e_2') 、
 (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) のいずれかの値が実際に用いられない、非実用的な寸法のものである。

また、ころ軸受の中でも、鉄道車両の車軸や振動篩のように、大きな振動を伴う装置で特に使用頻度の高いものにおいては、

- 20 $(e_1' / e_2') = 0.2 \sim 1.2$ 、 $(e_1' / e_3') = 0.8 \sim 3.0$ 、 $(d_1 / d_2) = 0.9 \sim 1.3$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 1.2$ の範囲であることに鑑み、この範囲で (e_1' / e_2') 、
 (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) の各パラメータをランダムに変化させて、 (σ' / σ_0') が最小値をとるときの
25 (I_1' / I_2') および (I_1' / I_3') と、上記 (σ' / σ_0') の最小値との関係を求めた。その結果を図29に示す。

この図29から分かるように、 $(I_1' / I_2') = 0.8 \sim 2.2$ 、 $(I_1' / I_3') = 0.2 \sim 4.0$ であれば (σ' / σ_0') が最小になり、ころ軸受用保持器の破損を防止する上で望ましい。すなわち、鉄道車両の車軸や振動篩のように、大きな振動を伴う装置で特に使用

5 頻度の高いころ軸受用保持器としては、 $0.8 \leq$

$(I_1' / I_2') \leq 2.2$ 、且つ $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq$

4.0となるように最適設計することが好ましいことがわかる。

また、大部分の円すいころ軸受においては、 $(e_1' / e_2') =$
 0.2~1.0、 $(e_1' / e_3') = 0.8 \sim 4.2$ 、 (d_1 / d_2)
 10 $= 1.0 \sim 1.4$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 3.0$ の範囲であるこ
 とに鑑み、この範囲で (e_1' / e_2') 、 (e_1' / e_3') 、
 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) をパラメータとしてランダムに変化さ
 せて、 (σ' / σ_0') が最小値をとるときの (I_1' / I_2') およ
 び (I_1' / I_3') と、上記 (σ' / σ_0') の最小値との関係を求
 15 めてみた。その結果を図30に示す。

この図30から分かるように、 $(I_1' / I_2') = 1.0 \sim 2.7$ 、 $(I_1' / I_3') = 0.2 \sim 6.0$ であれば、 (σ' / σ_0') が最小になり、円すいころ軸受用保持器の破損を生じ難くすることができる。すなわち、円すいころ軸受用の保持器としては、 $1.0 \leq$

20 $(I_1' / I_2') \leq 2.7$ 、且つ $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq$

6.0となるように最適設計することが好ましいことが分かる。

更に、円すいころ軸受の中でも、鉄道車両の車軸や振動篩のように、大きな振動を伴う装置で特に使用頻度の高い場所で使用されるものにお
 いては、 $(e_1' / e_2') = 0.2 \sim 1.0$ 、 $(e_1' / e_3') =$
 25 $0.8 \sim 2.0$ 、 $(d_1 / d_2) = 1.1 \sim 1.3$ 、 $(d_1 / d_3) =$
 $0.5 \sim 1.0$ の範囲であることに鑑み、この範囲で (e_1' / e_2')

)、 (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) をパラメータとしてランダムに変化させて、 (σ' / σ_0') が最小値をとるとき
の (I_1' / I_2') 及び (I_1' / I_3') と、上記 (σ' / σ_0')
の最小値との関係を求めてみたところ、図3 1に示す結果を得た。

- 5 この図3 1から分かるように、 $(I_1' / I_2') = 1.3 \sim 2.2$ 、 $(I_1' / I_3') = 0.8 \sim 4.0$ であれば、 (σ' / σ_0') が最小になり、円すいころ軸受用保持器の破損を防止する上で望ましい。
すなわち、円すいころ軸受用のうち、鉄道車両の車軸や振動篩のように、大きな振動を伴う装置で特に使用頻度の高い場所で使用される保持器
1 0 としては、 $1.3 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.2$ 、且つ $0.8 \leq (I_1' / I_3') \leq 4.0$ となるように最適設計することが更に好ましいことが分かる。

- また、大部分の自動調心ころ軸受用保持器においては、
 $(e_1' / e_2') = 0.2 \sim 1.2$ 、 $(e_1' / e_3') = 1.0 \sim$
1 5 3.0 、 $(d_1 / d_2) = 0.8 \sim 1.2$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 3.0$ の範囲となるから、この範囲で (e_1' / e_2') 、 (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) をパラメータとしてランダムに変化させ、 (σ' / σ_0') が最小値をとるとき
の (I_1' / I_2') および (I_1' / I_3') と、上記 (σ' / σ_0')
2 0)の最小値との関係を求めたところ、図3 2に示す結果を得た。

- この図3 2から分かるように、 $(I_1' / I_2') = 0.5 \sim 1.7$ 、 $(I_1' / I_3') = 0.2 \sim 4.0$ であれば、 (σ' / σ_0') が最小になり、自動調心ころ軸受用保持器の破損を生じにくくすることができる。
すなわち、自動調心ころ軸受用保持器であれば、 $0.5 \leq$
2 5 $(I_1' / I_2') \leq 1.7$ 、且つ $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 4.0$ とするのが望ましいことが分かる。

更に、自動調心ころ軸受の中でも、鉄道車両の車軸や振動篩のように、大きな振動を伴う装置で特に使用頻度の高い場所で使用されるものにおいては、 $(e_1' / e_2') = 0.8 \sim 1.2$ 、 $(e_1' / e_3') = 1.0 \sim 3.0$ 、 $(d_1 / d_2) = 0.9 \sim 1.1$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.8 \sim 1.2$ の範囲であることに鑑み、この範囲で
 5 (e_1' / e_2') 、 (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_2) 、 (d_1 / d_3) をパラメータとしてランダムに変化させて、 (σ' / σ_0') が最小値をとるときの (I_1' / I_2') 及び (I_1' / I_3') と、上記 (σ' / σ_0') の最小値との関係を求め
 10 てみた。その結果を、図33に示す。

この図33から分かるように、 $(I_1' / I_2') = 0.8 \sim 1.3$ 、 $(I_1' / I_3') = 0.5 \sim 4.0$ であれば、 (σ' / σ_0') が最小になり、自動調心ころ軸受用保持器の破損を防止する上で望ましい。すなわち、自動調心ころ軸受用のうち、鉄道車両の車軸や振動篩のよ
 15 うに、大きな振動を伴う装置で特に使用頻度の高い場所で使用される保持器の場合に、 $0.8 \leq (I_1' / I_2') \leq 1.3$ 、且つ $0.5 \leq (I_1' / I_3') \leq 4.0$ とするのが更に望ましいことが分かる。

また、円筒ころ軸受用保持器においては、環状部5の断面形状と環状部6の断面形状はほぼ同一であるため、通常、 $(e_1' / e_2') = 1.0$ 、 $(d_1 / d_2) = 1.0$ とみなして差支えない。そして、大部分の円筒ころ軸受用保持器においては、 $(e_1' / e_3') = 0.8 \sim 3.4$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 3.0$ の範囲であるから、この範囲で (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_3) をランダムに変化させて、 (σ' / σ_0') が最小値をとるときの (I_1' / I_3') と、上記
 20 (σ' / σ_0') の最小値との関係を求めたところ、図34に示す結果を得た。なお、円筒ころ軸受用保持器においては、通常、環状部5の断面
 25

形状と環状部 6 の断面形状はほぼ同一であるから、 (I_1' / I_2') はおよそ 1.0 となる。このため、 $(I_1' / I_2') = 1.0$ とした。

- 5 この図 3 4 から分かるように、 $(I_1' / I_3') = 0.2 \sim 0.8$ であれば、 (σ' / σ_0') が最小になり、円筒ころ軸受用保持器の破損を生じにくくすることができる。すなわち、円筒ころ軸受用保持器にあっては、 $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 0.8$ に最適設計すればよいことが分かる。

- 10 更に、円筒ころ軸受の中でも、鉄道車両の車軸や振動篩のように、大きな振動を伴う装置で特に使用頻度の高い場所で使用されるものにおいては、 $(e_1' / e_3') = 0.8 \sim 1.6$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.5 \sim 1.0$ の範囲であることに鑑み、この範囲で (e_1' / e_3') 、 (d_1 / d_3) をパラメータとしてランダムに変化させて、 (σ' / σ_0') が最小値をとるときの (I_1' / I_3') と、上記
- 15 (σ' / σ_0') の最小値との関係を求めてみた。その結果を、図 3 5 に示す。なお、円筒ころ軸受用保持器においては、通常、環状部 5 の断面形状と環状部 6 の断面形状はほぼ同一であるから、 (I_1' / I_2') はおよそ 1.0 となる。このため、 $(I_1' / I_2') = 1.0$ とした。

- 20 この図 3 5 から分かるように、 $(I_1' / I_3') = 0.2 \sim 0.4$ であれば、 (σ' / σ_0') が最小になり、円筒ころ軸受用保持器の破損を防止する上で望ましい。すなわち、円筒ころ軸受のうち、鉄道車両の車軸や振動篩のように、大きな振動を伴う装置で特に使用頻度の高い場所で使用される保持器としては、 $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq$
- 25 0.4 とするのが更に望ましいことが分かる。

ここで、上記説明では、ころの公転方向（円周方向）に作用する荷重

及び保持器の軸受ラジアル方向の荷重による作用が個別に作用する場合で説明しているが、両荷重による合成荷重が作用することに対する強度を向上させるときには、上記 (I_1/I_2) (I_1/I_3) 、及び

(I_1'/I_2') (I_1'/I_3') がそれぞれ上記範囲に入るよう

5 に設定すればよい。

次に、請求の範囲第 11 項～第 15 項の発明の根拠について、上記図 14～17 等を参照しつつ説明する。

例えば、環状部 5 の曲げ応力 σ_1 が柱部 7 の曲げ応力 σ_3 に比べて非常に大きい場合、つまり $\sigma_1 \gg \sigma_3$ の場合には、保持器 4 の折損は環状部 5 の A 部分で生ずるから、その強度を向上させるために環状部 5 の断面二次モーメント I_1 を大きくする一方で、ころ 3 を保持する空間容積が小さくならないように柱部 7 の断面二次モーメント I_3 を小さくすればよい。ここに、断面二次モーメントを小さくするには、通常その断面を小さくすればよい。勿論、断面形状を工夫することでも断面二次モーメントを変更することは可能である。

これとは逆に、柱部 7 の曲げ応力 σ_3 が環状部 5 の曲げ応力 σ_1 に比べて非常に大きい場合、つまり $\sigma_3 \gg \sigma_1$ の場合には、保持器 4 の折損は柱部 7 の C 部分で生ずるから、その強度を向上させるために柱部 7 の断面二次モーメント I_3 を大きくする一方で、ころ 3 を保持する空間容積が小さくならないように環状部 5 の断面二次モーメント I_1 を小さくすればよい。

すなわち、環状部 5 の曲げ応力 σ_1 と柱部 7 の曲げ応力 σ_3 に大きな差がある場合、この応力の差を小さくすることによって、ころ数やころの寸法を小さくすることなく、保持器 4 の破損を生じ難くすることができ。本発明は、従来のように保持器 4 の各部の断面二次モーメントの全てを大きくして保持器 4 の強度を上げるのではなく、曲げ応力が大き

くなる部分の断面二次モーメントだけを大きくして、保持器全体の負荷能力を高めた最適設計を行うことを考えたものである。

そして、この観点から、本発明は、設計上とり得る範囲の各部の寸法諸元値から曲げ応力の最大値が最小となる (I_1/I_3) を規定した。

5

次に、上記請求の範囲第11項～第15項に係る発明の臨界的意義について説明する。

無次元最大曲げ応力 (σ/σ_0) と (I_1/I_3) の関係を材料力学モデルに基づいて計算したところ、図18に示す結果を得た。ここで、

10 無次元最大曲げ応力 (σ/σ_0) で考えたのは、無次元化することにより、いかなる大きさの荷重にも適用できて汎用性が高まるためである。

また、上記 σ は、上述の定義に基づく、環状部5と柱部7の連結部における環状部5の曲げ応力 σ_1 と、環状部5と柱部7の連結部における柱部7の曲げ応力 σ_3 のうちの最大のものである。この σ が小さいほど、ころ3と柱部7の衝突による保持器4の破損は生じ難いことを表している。また、 σ_0 は環状部5を剛体とみなしたときの、柱部7に生じる最大曲げ応力である。

20 この (σ/σ_0) は三つのパラメータ (I_1/I_3)、(e_1/e_3)、(d_1/d_3) が与えられれば計算することができる。

ここで、図15に示すように、 d_1 は、円周方向で隣り合う二個の柱部7、7間の円周方向距離である。なお、上記円周方向で隣接する2個の柱部7、7は、保持器が二体型の場合には、図15に示すように、環状部5に対して保持器の軸方向の同じ側面から突出するが、保持器が一
25 体型の場合には、図16に示すように、環状部5に対して保持器の軸方向の互いに反対の側面から突出する。また、 d_3 は、ころ3の転動面と

対向する柱部 7 の側面における、ころ 3 との衝突による荷重 W が作用する位置（図 15 中で矢印 F の位置）から、ころ 3 の端面と対向する環状部 5 の側面までの軸方向距離である。

そして、大部分のころ軸受用保持器においては、 $(e_1/e_3) = 0.6 \sim 3.2$ 、 $(d_1/d_3) = 0.2 \sim 3.0$ であるから、この範囲 $(e_1/e_3) = 0.6 \sim 3.2$ 、 $(d_1/d_3) = 0.2 \sim 3.0$ の範囲で (e_1/e_3) 、 (d_1/d_3) の各パラメータをランダムに変化させて、 (σ/σ_0) が最小値をとるときの (I_1/I_3) と上記 (σ/σ_0) の最小値との関係を求めたものが、上記図 18 である。

この図 18 から分かるように $(I_1/I_3) = 0.3 \sim 1.6$ であれば、設計可能な範囲の内から最適な値となって (σ/σ_0) が最小になり、ころ軸受用保持器の破損を生じ難くすることができる。

これに基づき、本発明では、 $0.3 \leq (I_1/I_3) \leq 1.6$ と規定した。

ここで、図 18 中の \times 印は、 (e_1/e_3) が $(e_1/e_3) = 0.6 \sim 3.2$ の範囲に入らない場合における、 (σ/σ_0) を最小にする (I_1/I_3) を求めた例である。この場合の (I_1/I_3) は上記範囲 $(I_1/I_3) = 0.3 \sim 1.6$ に入っていないが、このような保持器は、 (e_1/e_3) の値が実際に用いられない、非実用的な寸法のものである。

また、製鉄用の各種圧延機のように、軸受に負荷される荷重の非常に大きな箇所では、複列円筒ころ軸受や自動調心ころ軸受が多用される。大部分の複列円筒ころ軸受において、保持器が二体型の場合には、 $(e_1/e_3) = 0.6 \sim 1.8$ 、 $(d_1/d_3) = 0.6 \sim 2.2$ の範囲であることに鑑み、この範囲で (e_1/e_3) 、 (d_1/d_3) をパラメータとしてランダムに変化させて、 (σ/σ_0) が最小値をとるとき

の (I_1 / I_3) と上記 (σ / σ_0) の最小値との関係を求めてみた。
その結果を図 19 に示す。

この図 19 から分かるように $(I_1 / I_3) = 0.3 \sim 0.9$ であれば (σ / σ_0) が最小になり、複列円筒ころ軸受用保持器の破損を生じ
5 難くすることができる。すなわち、複列円筒ころ軸受用の二体型保持器
としては、 $0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.9$ となるように最適設計する
ことが好ましいことが分かる。

また、大部分の複列円筒ころ軸受において、保持器が一体型の場合には、
 $(e_1 / e_3) = 1.4 \sim 3.2$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.6 \sim$
10 1.8 の範囲であることに鑑み、この範囲で (e_1 / e_3) 、
 (d_1 / d_3) をパラメータとしてランダムに変化させて、 (σ / σ_0)
が最小値をとるときの (I_1 / I_3) と上記 (σ / σ_0) の最小値と
の関係を求めてみた。その結果を図 20 に示す。

この図 20 から分かるように $(I_1 / I_3) = 0.7 \sim 1.6$ であ
15 れば、 (σ / σ_0) が最小になり、複列円筒ころ軸受用保持器の破損を生
じ難くすることができる。すなわち、複列円筒ころ軸受用の一体型保持
器としては、 $0.7 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.6$ となるように最適設計す
ることが好ましいことが分かる。

また大部分の自動調心ころ軸受において、保持器が二体型の場合には
20 $(e_1 / e_3) = 1.0 \sim 3.0$ 、 $(d_1 / d_3) = 0.6 \sim 3.0$
の範囲であることに鑑み、この範囲で (e_1 / e_3) 、 (d_1 / d_3)
をパラメータとしてランダムに変化させて、 (σ / σ_0) が最小値をと
るときの (I_1 / I_3) と上記 (σ / σ_0) の最小値との関係を求めて
みた。その結果を図 21 に示す。

この図 21 から分かるように、 $(I_1 / I_3) = 0.5 \sim 1.5$ であ
25 れば、 (σ / σ_0) が最小になり、自動調心ころ軸受用保持器の破損を

生じ難くすることができる。すなわち、自動調心ころ軸受用の二体型保持器としては、 $0.5 \leq (I_1/I_3) \leq 1.5$ となるように最適設計することが好ましいことが分かる。

- 5 さらに、大部分の自動調心ころ軸受において、保持器が一体型の場合には、 $(e_1/e_3) = 0.6 \sim 2.0$ 、 $(d_1/d_3) = 0.2 \sim 1.2$ の範囲であることに鑑み、この範囲で (e_1/e_3) 、 (d_1/d_3) をパラメータとしてランダムに変化させて (σ/σ_0) が最小値をとるときの (I_1/I_3) と上記 (σ/σ_0) の最小値との関係を求めてみた。その結果を図 2 2 に示す。

- 1 0 この図 2 2 から分かるように、 $(I_1/I_3) = 0.3 \sim 1.0$ であれば、 (σ/σ_0) が最小になり、自動調心ころ軸受用保持器の破損を生じ難くすることができる。すなわち、自動調心ころ軸受用の一体型保持器としては、 $0.3 \leq (I_1/I_3) \leq 1.0$ となるように最適設計することが好ましいことが分かる。

- 1 5 なお、図 1 8 ～図 2 2 から分かるように、 (I_1/I_3) の値が大きくなるほど、 (σ/σ_0) の値も大きくなり、不利になることが明らかであり、耐衝撃性が弱くなる。したがって、使用される条件に応じて、 (I_1/I_3) の値を小さく抑えることが望ましい。

2 0 図面の簡単な説明

次に、図面の簡単な説明を行う。

図 1 は、円すいころ軸受を示す図であり、(A) は、その部分断面図、(B) はその b-b 断面図を表す。

図 2 は、円すいころ軸受用保持器の部分平面図を表す。

- 2 5 図 3 は、円すいころ軸受用保持器における、ころと柱部の衝突による保持器の変形を示す模式図である。

図4は、本発明のころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突による無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図5は、本発明のころ軸受用保持器に係る、 $(e_1 / e_2) \geq 1$ の場合の、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図6は、本発明の円すいころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図7は、特に使用頻度の高い円すいころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

1 0 図8は、特に使用頻度の高い円すいころ軸受用保持器における $(e_1 / e_2) \geq 1$ の場合の、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図9は、自動調心ころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

1 5 図10は、特に使用頻度の高い自動調心ころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図11は、特に使用頻度の高い自動調心ころ軸受用保持器に係る、 $(e_1 / e_2) \geq 1$ の場合の、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ

2 0 応力の計算結果を示す図である。

図12は、円筒ころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図13は、実施例に係わる、本発明の保持器と従来の保持器との比較耐久試験の結果を示す図である。

2 5 図14は、複列円筒ころ軸受を示す図であり、(A)はその部分断面図、(B)はそのb-b断面図である。

図 1 5 は、複列円筒ころ軸受用二体型の保持器の部分平面図である。

図 1 6 は、複列円筒ころ軸受用一体型の保持器の部分平面図である。

図 1 7 は、複列円筒ころ軸受用保持器における、ころと柱部の衝突による保持器の変形を示す模式図である。

- 5 図 1 8 は、本発明のころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 1 9 は、本発明の複列円筒ころ軸受用二体型保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

- 図 2 0 は、本発明の複列円筒ころ軸受用一体型保持器に係る、ころと
1 0 柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 2 1 は、本発明の自動調心ころ軸受用二体型保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 2 2 は、本発明の自動調心ころ軸受用一体型保持器に係る、ころと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

- 1 5 図 2 3 は、実施例に係る本発明の保持器と従来の保持器との比較耐久試験の結果を示す図である。

図 2 4 は、実施例に係る落下衝撃試験の結果を示す図である。

図 2 5 は、円すいころ軸受における、ころと柱部の衝突を示す図である。

- 2 0 図 2 6 は、円すいころ軸受用保持器における、ころと柱部の衝突による保持器の変形を示す模式図である。

図 2 7 は、円すいころ軸受を示す図であり、(A)はその部分断面図、(B)はその b - b 断面図を表す。

- 図 2 8 は、本発明のころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突によ
2 5 る無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 2 9 は、特に使用頻度の高いころ軸受用保持器に係る、ころと柱部

の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 3 0 は、本発明の円すいころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突による無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 3 1 は、特に使用頻度の高い円すいころ軸受用保持器に係る、ころ
5 と柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 3 2 は、本発明の自動調心ころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突による無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 3 3 は、特に使用頻度の高い自動調心ころ軸受用保持器に係る、こ
1 0 ろと柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。
。

図 3 4 は、本発明の円筒ころ軸受用保持器に係る、ころと柱部の衝突による無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 3 5 は、特に使用頻度の高い円筒ころ軸受用保持器に係る、ころと
1 5 柱部の衝突における無次元最大曲げ応力の計算結果を示す図である。

図 3 6 は、実施例に係る、本発明の保持器と従来の保持器との比較耐久試験の結果を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

2 0 次に、本発明の第 1 の実施形態について図面を参照しつつ説明する。

ここで、第 1 及び第 2 の実施形態は、ころの公転速度の変化によって、ころが、保持器の柱部に周方向からの衝突を繰り返すような場所に使用されるころ軸受に組み込まれる保持器の例であり、第 3 の実施形態は
2 5 、鉄道車両など保持器の軸受ラジアル方向の振動が頻繁に発生し、ころが、保持器の柱部にラジアル方向からの衝突を繰り返すような場所に使

用されるころ軸受に組み込まれる保持器の例である。

本実施形態の保持器 4 は、上記図 1 及び図 2 に示すような、円すいころ軸受に組み込まれるものである。

- そして、一对の環状部 5、6 及び柱部 7 の各断面二次モーメント I_1 、 I_2 、 I_3 が $0.8 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.4$ 、且つ $0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0$ となるように、各環状部 5、6 及び柱部 7 の幅を設定した。

これによって、ポケット 8 の数及び各ポケットの空間の大きさをさほど小さくすることなく、保持器 4 の強度が向上した。

- すなわち、第 1 環状部 5 の曲げ応力、第 2 環状部 6 の曲げ応力、柱部 7 の曲げ応力が互いに大きく異ならないように最適設計がなされたため、軸受の負荷能力を低下させることなく、ころ 3 と柱部 7 の衝突による保持器 4 の破損を生じにくくすることができた。

次に、本発明の第 2 の実施形態について図面を参照しつつ説明する。

15

本実施形態の保持器 4 は、上記図 1 4 及び図 1 5 に示すような複列円筒ころ軸受に組み込まれるものである。

- そして、環状部 5、柱部 7 の各断面二次モーメント I_1 、 I_3 が $0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.6$ となるように、環状部及び柱部の幅を設定した。

これによって、ポケット 8 の数及び各ポケットの空間の大きさをさほど小さくすることなく、保持器 4 の強度が向上した。

- すなわち、環状部 5 の曲げ応力と柱部 7 の曲げ応力が互いに大きく異ならないように最適設計がなされたため、軸受の負荷能力を低下させることなく、ころ 3 と柱部 7 の衝突による保持器 4 の破損を生じ難くすることができた。

次に、第 3 の実施形態について図面を参照しつつ説明する。

本実施形態の保持器 4 は、上記図 2 7 に示すような、円すいころ軸受に組み込まれるものである。

そして、一対の環状部 5、6 及び柱部 7 の各断面二次モーメント

- 5 I_1' 、 I_2' 、 I_3' が $0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.7$ 、且つ
 $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 6.0$ となるように、各環状部 5、6 及び柱部 7 の断面形状を設定した。

これによって、ポケット 8 の数及び各ポケットの空間の大きさをさほど小さくすることなく、保持器 4 の強度が向上した。

- 1 0 すなわち、第 1 環状部 5 の曲げ応力、第 2 環状部 6 の曲げ応力、柱部 7 の曲げ応力が互いに大きく異ならないように最適設計がなされたため、軸受の負荷能力を低下させることなく、ころ 3 と柱部 7 の衝突による保持器 4 の破損を生じにくくすることができた。

- ここで、上記第 1 及び第 3 の実施形態では、それぞれ円周方向の衝突
 1 5 及びラジアル方向の衝突の一方に対しての強度が最適化することを個別に実施した実施形態であるが、円周方向の衝突及びラジアル方向の衝突の両方が繰り返し発生する場所で使用される場所であれば、一対の環状部 5、6 及び柱部 7 の各断面二次モーメント I_1 、 I_2 、 I_3 、及び
 I_1' 、 I_2' 、 I_3' が、 $0.8 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.4$ 、

- 2 0 $0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0$ 、
 且つ $0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.7$ 、
 $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 6.0$ となるように、各環状部 5、6 及び柱部 7 の幅及び断面形状を設定すればよい。このようにすれば、円周方向の衝突及びラジアル方向からの衝突の両方が個々に、若しくは合成
 2 5 荷重としてして繰り返し受ける場合であっても、第 1 環状部 5 の曲げ応力、第 2 環状部 6 の曲げ応力、柱部 7 の曲げ応力が互いに大きく異なら

ないように最適設計がなされたため、軸受の負荷能力を低下させることなく、ころ 3 と柱部 7 の衝突による保持器 4 の破損を生じにくくすることができる。

次に、上記各実施形態に関連する実施例を説明する。

5 [実施例 1]

上記第 1 実施形態に基づき形成した本発明に基づく保持器と、従来の保持器とを比較する揺動耐久試験を行ったところ、図 1 3 に示す結果を得た。

試験に用いた軸受は、自動調心ころ軸受 2 2 2 1 1 である。

1 0 軸受 A では従来の保持器を用いており、 $(I_1 / I_2) = 0.29$ 、 $(I_1 / I_3) = 0.29$ となっていた。

また、軸受 B では本発明の保持器を用いており、 $(I_1 / I_2) = 0.88$ 、 $(I_1 / I_3) = 0.50$ とした保持器を使用した。

1 5 また、この耐久試験の条件は、ラジアル荷重を定格荷重の 5 % として、内輪 2 を $\pm 15^\circ$ の角度で 1 分間に 2 3 0 0 回揺動させたものである。

試験は、7 0 0 時間で実験を打切ったが、図 1 3 に示すように、軸受 B では保持器の破損が発生せず、一方、軸受 A では保持器の破損が生じていることから、本発明が保持器の破損防止に好適であることがわかる

2 0 。

[実施例 2]

上記第 3 実施形態に基づき形成した本発明に基づく保持器と、従来の保持器とを比較する落下耐久試験を行ったところ、図 3 6 に示す結果を得た。

2 5 試験に用いた軸受は、自動調心ころ軸受 2 2 2 1 1 である。

軸受 A では従来の保持器を用いており、 $(I_1' / I_2') =$

0.03、 $(I_1' / I_3') = 0.67$ となっていた。

また、軸受Bでは本発明の保持器を用いており、 $(I_1' / I_2') = 1.05$ 、 $(I_1' / I_3') = 3.65$ とした保持器を使用した。

- 5 上記落下耐久試験は、軸受を軸箱ごと繰り返し落下させることで保持器の耐久性を調べるものであり、図36の実験においては、軸受A、Bいずれの場合にも、落下衝撃によって軸箱に生ずる加速度の最大値が重力加速度の180倍となるように落下高さを設定した。

- 図36に示すように、軸受Bに組み込まれた本願発明に基づく保持器
10 は、 10×10^6 回の落下後も破損せず試験を打ち切ったのに対し、軸受Aでは、 2.1×10^6 回以下の落下繰り返し数で保持器の破損が生じている。このように、本発明が保持器の破損防止に好適であることがわかる。

[実施例3]

- 15 次に、上記第2実施形態に基づき形成した本発明に基づく、くし型の保持器と、従来のくし型の保持器とを比較する落下衝撃試験を行ったところ、図23に示す結果を得た。

保持器の形式は、一体型くし形保持器である。また、試験に用いた軸受は自動調心ころ軸受である。

- 20 軸受Aはいずれも従来の保持器を用いており、 $(I_1 / I_3) = 2.07$ となっていた。また軸受Bはいずれも本発明に基づいて作成した保持器であって、 $(I_1 / I_3) = 1.0$ に設定したものである。

- 上記落下衝撃試験は、軸受を軸箱ごと繰り返し落下させることで保持器の耐久性を調べるものであり、図23の実験においては、軸受A、B
25 いずれの場合にも、落下衝撃によって軸箱に生ずる加速度の最大値が重力加速度の150倍となるように落下高さを設定した。

図 2 3 に示すように、軸受 B に組み込まれた本願発明に基づく保持器の全てに亘って、破損までの衝撃繰返し数が軸受 A に比べて大幅に大きい。このように、本発明が保持器の破損防止に好適であることがわかる。

- 5 さらに、上記 (I_1 / I_3) を変更して、上記と同一条件で落下衝撃試験を行った。その結果を図 2 4 に示す。使用する保持器の形式は、二体型くし形保持器とした。

- 試験に用いた軸受は、保持器以外は同一条件の自動調心ころ軸受であり、その軸受に組み込む保持器の (I_1 / I_3) の値を図 2 4 に示すように変更して作成したものである。なお、図 2 4 に示す結果は、同一の (I_1 / I_3) の値を持つ保持器を組み込んだ各軸受について、それぞれ 3 回実施しその平均値をとったものである。

ここで、(e_1 / e_3) 及び (d_1 / d_3) の値は、各 (I_1 / I_3) において (σ / σ_0) が最小値をとるように設定してある。

- 1 5 図 2 4 から分かるように、(I_1 / I_3) の値を小さくするほど、保持器の破損が発生しにくくなることが分かる。

- ここで、軸受 D の保持器の (I_1 / I_3) は、本発明の対象外であるが、図 1 8 における×印で示したもの、つまり寸法設計上に無理がある保持器である。つまり、設計上、負荷容量が下がるか、軸受の省スペースの点で無理のある軸受となるものである。すなわち、(I_1 / I_3) を 0.3 よりも小さくすることは、(柱部の断面二次モーメント I_1) \gg (環状部の断面二次モーメント I_3) となって、環状部の軸方向の幅を小さく且つ柱部の円周方向の幅を大きく設定することとなる。このことは、同一の数だけころを組み込もうとすると、保持するころの径が小さくなり、ころの長さを長くしなければ負荷容量を大きくできなくなり、軸受の負荷容量を下げるか、又は軸受の幅を大きくつまり軸受自体を

大型化せざるを得なく設計上の制限となる。

一方、図18～図22から分かるように、 (I_1/I_3) の値が大きくなるほど、実際にとれる (σ/σ_0) の最小値も大きくなり、不利になることが明らかであり、耐衝撃性が弱くなる。

- 5 したがって、使用される条件に応じて、 (I_1/I_3) の値をできるだけ小さく抑えることが望ましい。ただし、上述のように現実に要求される負荷容量及び軸受の大型化の点から (I_1/I_3) の値を0.3以上とする必要がある。

1 0 産業上の利用可能性

- 以上説明してきたように、請求の範囲第1項～請求の範囲第10項のいずれかに係る発明を採用すると、ころから保持器に負荷される荷重の方向を考慮しつつ、第1環状部の曲げ応力、第2環状部の曲げ応力、及び柱部の曲げ応力が互いに大きく異ならないように最適設計が実現でき
- 1 5 て、軸受の負荷能力を低下させることなく、ころと柱部の衝突による保持器の破損を生じにくくすることができるという効果が得られる。

 特に、請求の範囲第2項または第5項に係る発明、特に請求の範囲第8項の発明を採用することで、円すいころ軸受に使用される保持器として、より最適な設計が可能となる。

- 2 0 また、請求の範囲第3項または第6項に係る発明、特に請求の範囲第9項の発明を採用することで、自動調心ころ軸受に使用される保持器として、より最適な設計が可能となる。

- また、請求の範囲第4項または第7項に係る発明、特に請求の範囲第10項の発明を採用することで、円筒ころ軸受に使用される保持器とし
- 2 5 て、より最適な設計が可能となる。

 同様に、請求の範囲第11項～第15項のいずれかに係る発明を採用

すると、くし形の保持器であっても、環状部の曲げ応力と柱部の曲げ応力とが互いに大きく異ならないように最適設計が実現できて、軸受の負荷能力を低下させることなく、ころと柱部の衝突による保持器の破損を生じ難くすることができるという効果が得られる。

- 5 特に、請求の範囲第 1 2 項に係る発明を使用することで、二体型の複列円筒ころ軸受に採用される保持器として、より最適な設計が可能となる。

- 1 0 また、請求の範囲第 1 3 項に係る発明を使用することで、一体型の複列円筒ころ軸受に採用される保持器として、より最適な設計が可能となる。

また、請求の範囲第 1 4 項に係る発明を使用することで、二体型の自動調心ころ軸受に採用される保持器として、より最適な設計が可能となる。

- 1 5 また、請求の範囲第 1 5 項に係る発明を使用することで、一体型の自動調心ころ軸受に採用される保持器として、より最適な設計が可能となる。

請 求 の 範 囲

1. 各ころの転動面と対向して周方向に並ぶ複数の柱部と、各ころの端面と軸方向で対向し上記周方向で並ぶ柱部の軸方向両端部間をそれぞれ
- 5 連結する一对の環状部とを有するころ軸受用保持器において、

- 上記一对の環状部のうち、直径が大きいか等しい方の環状部を第1環状部と呼び、直径が小さいか等しい方の環状部を第2環状部と呼び、柱部の長さ方向に垂直な中立軸に対する上記第1環状部の断面二次モーメントを I_1 、柱部の長さ方向に垂直な中立軸に対する第2環状部の断面
- 10 二次モーメントを I_2 、保持器の円周方向に垂直な中立軸に対する上記柱部の断面二次モーメントを I_3 とし、柱部の長さ方向に平行な中立軸に対する上記第1環状部の断面二次モーメントを I_1' 、柱部の長さ方向に平行な中立軸に対する第2環状部の断面二次モーメントを I_2' 、保持器の円周方向に平行な中立軸に対する上記柱部の断面二次モーメントを I_3' としたときに、
- 15

$$0.8 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.4$$

$$、且つ 0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0 \quad \text{の条件式}$$

または、

$$0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.7$$

- 20 且つ $0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 6.0$ の条件式

の少なくとも一方の条件式を満足することを特徴とするころ軸受用保持器。

2. 上記一对の環状部の直径が異なる、円すいころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

- 25 $1.0 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.4$

$$、且つ 0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0$$

の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第 1 項記載のころ軸受用保持器。

3. 自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

$$0.8 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.2$$

5、且 $\gamma > 0$, $3 \leq (I_1/I_2) \leq 3.0$

の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第 1 項記載のころ軸受用保持器。

4. 一対の環状部の直径が等しいか略等しい、円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

$$10 \quad 0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.4$$

の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第1項記載のころ軸受用保持器。

5. 一対の環状部の環状部の直径が異なる、円すいころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

1.5 1. $0 \leqslant (I_1' / I_2') \leqslant 2.7$
、且 $\cap 0.2 \leqslant (I_1' / I_3') \leqslant 6.0$

の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第1項記載のころ軸受用保持器。

6. 自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

$$0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 1.7$$

$$、且 0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 4.0$$

の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第1項記載のころ軸受用保持器。

7. 一対の環状部の環状部の直径が等しいか略等しい、円筒ころ軸受に
25 組み込まれるころ軸受用保持器において、

$$0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 0.8$$

の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第1項記載のころ軸受用保持器。

8. 一对の環状部の直径が異なる、円すいころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

$$5 \quad \begin{aligned} &1. \quad 0 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.4 \\ &\quad \text{、且つ } 0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0 \\ &1. \quad 0 \leq (I_1' / I_2') \leq 2.7 \\ &\quad \text{、且つ } 0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 6.0 \end{aligned}$$

の全ての条件を満足することを特徴とする請求の範囲第1項記載のころ軸受用保持器。

9. 自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

$$10 \quad \begin{aligned} &0.8 \leq (I_1 / I_2) \leq 1.2 \\ &\quad \text{、且つ } 0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 3.0 \\ &0.5 \leq (I_1' / I_2') \leq 1.7 \\ &15 \quad \text{、且つ } 0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 4.0 \end{aligned}$$

の全ての条件を満足することを特徴とする請求の範囲第1項記載のころ軸受用保持器。

10. 一对の環状部の環状部の直径が等しいか略等しい、円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

$$20 \quad \begin{aligned} &0.1 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.4 \\ &\quad \text{且つ } 0.2 \leq (I_1' / I_3') \leq 0.8 \end{aligned}$$

の両条件を満足することを特徴とする請求の範囲第1項記載のころ軸受用保持器。

11. 各ころの端面と軸方向で対向する1個の環状部と、その環状部の軸方向片側又は両側から突出し且つ各ころの転動面と対向して周方向に並ぶ複数の柱部とを有するくし形のころ軸受用保持器において、

柱部の長さ方向に垂直な中立軸に対する上記環状部の断面二次モーメントを I_1 、保持器の円周方向に垂直な中立軸に対する上記柱部の断面二次モーメントを I_3 としたときに、 $0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.6$ の条件を満足することを特徴とするころ軸受用保持器。

- 5 1 2. 上記環状部の軸方向片側のみから柱部が突出する保持器であって、複列円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

$0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 0.9$ の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第 1 1 項記載のころ軸受用保持器。

- 1 0 1 3. 上記環状部の軸方向両側から柱部が突出する保持器であって、複列円筒ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

$0.7 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.6$ の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第 1 1 項記載のころ軸受用保持器。

1 4. 上記環状部の軸方向片側のみから柱部が突出する保持器であって、自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

- 1 5 $0.5 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.5$ の条件を満足することを特徴とする請求の範囲第 1 1 項記載のころ軸受用保持器。

1 5. 上記環状部の軸方向両側から柱部が突出する保持器であって、自動調心ころ軸受に組み込まれるころ軸受用保持器において、

- $0.3 \leq (I_1 / I_3) \leq 1.0$ の条件を満足することを特徴とする
2 0 請求の範囲第 1 1 項記載のころ軸受用保持器。

図 1

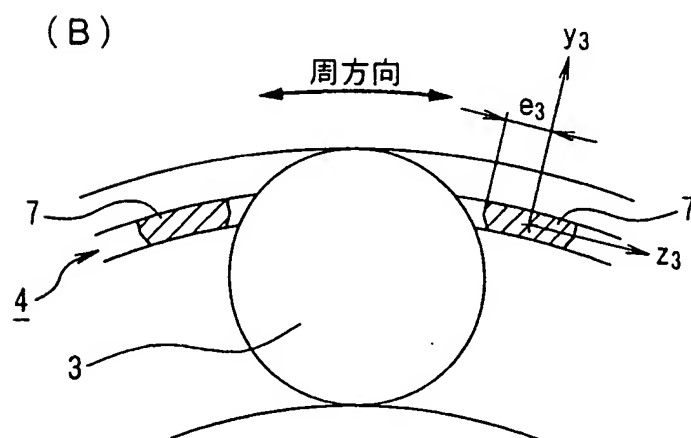
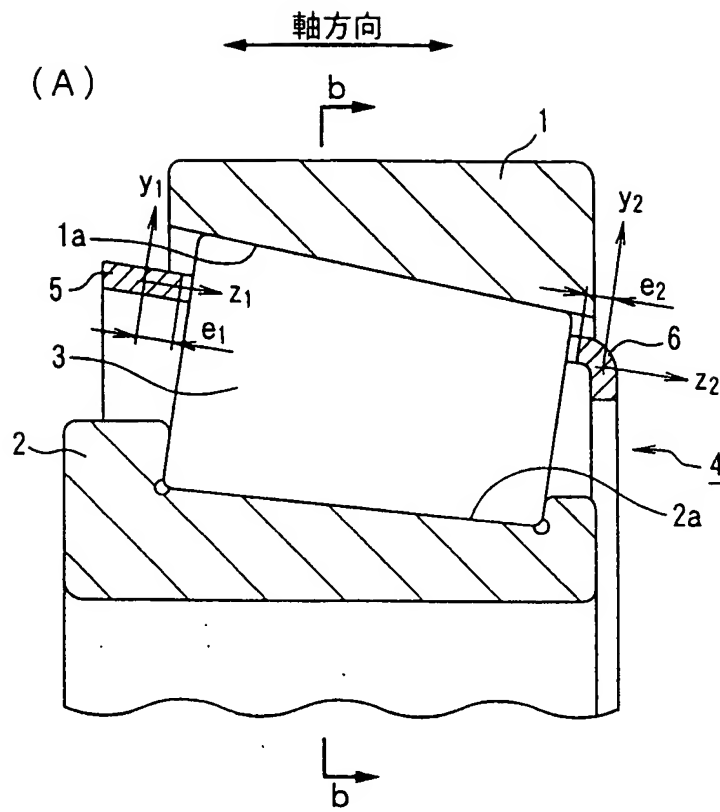


図 2

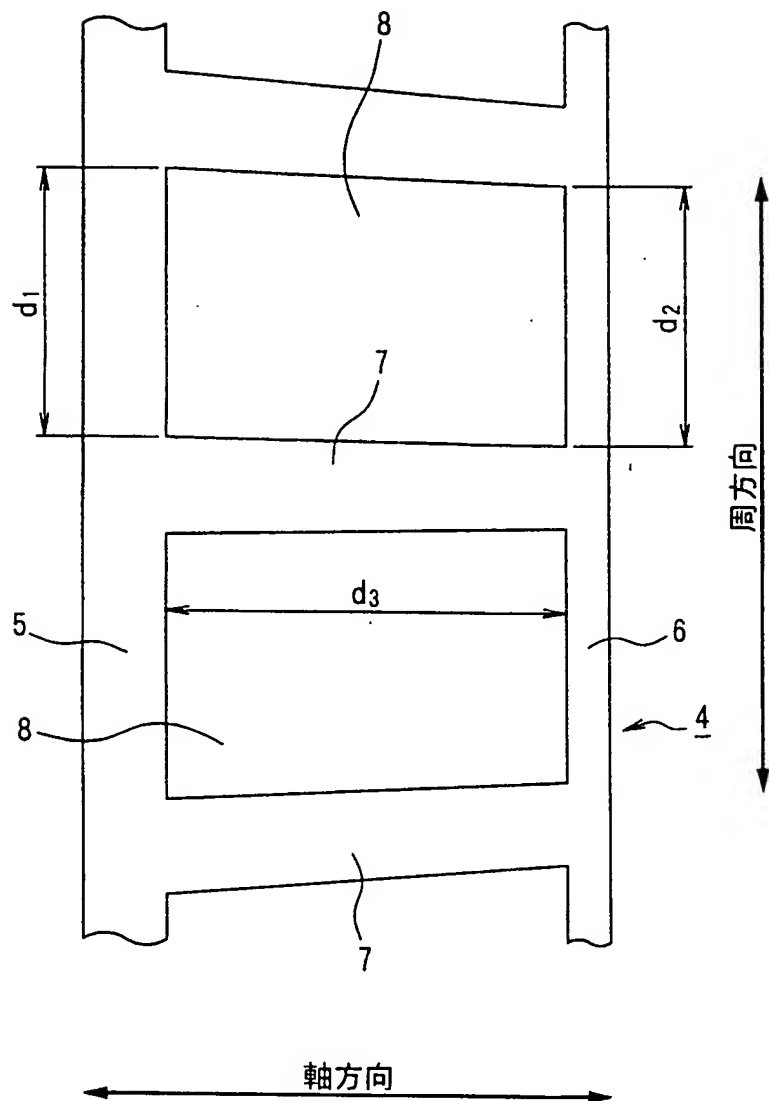


図 3

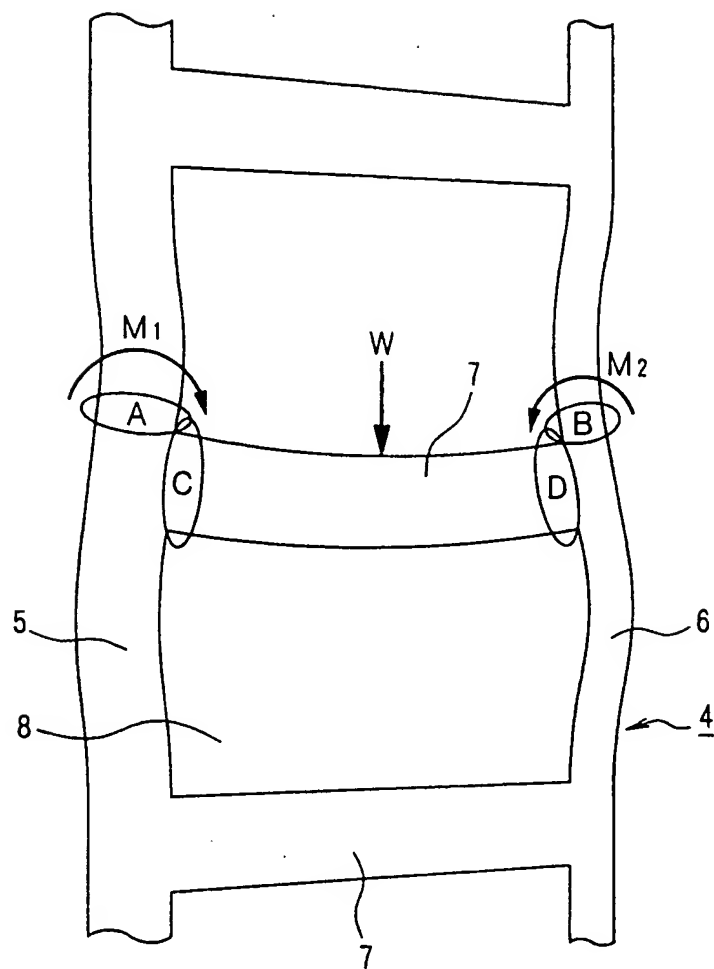


図 4

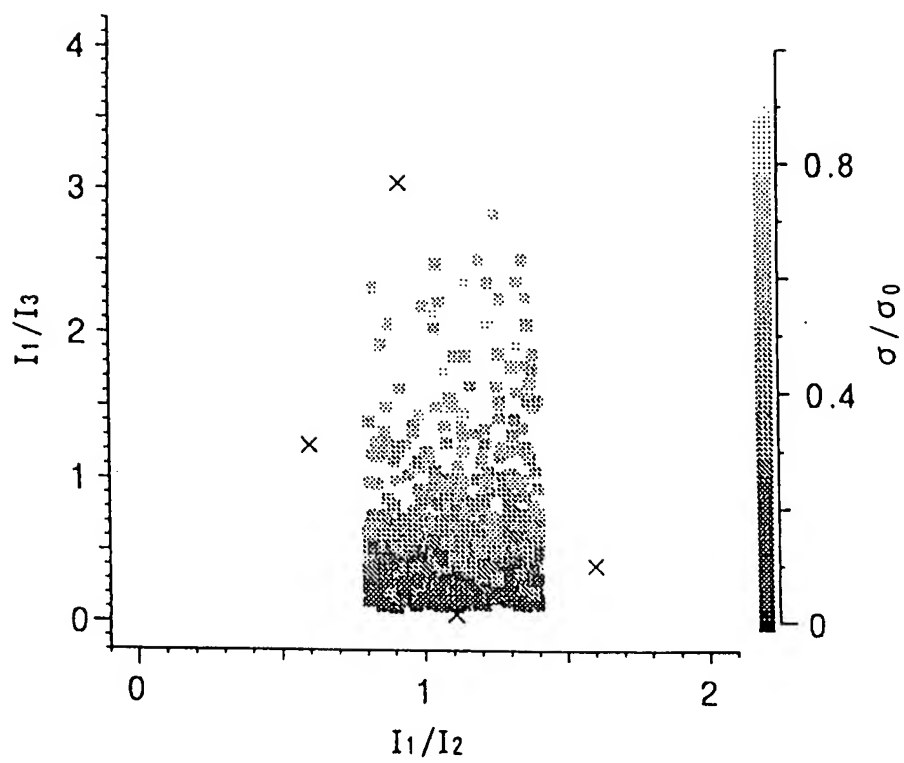


図 5

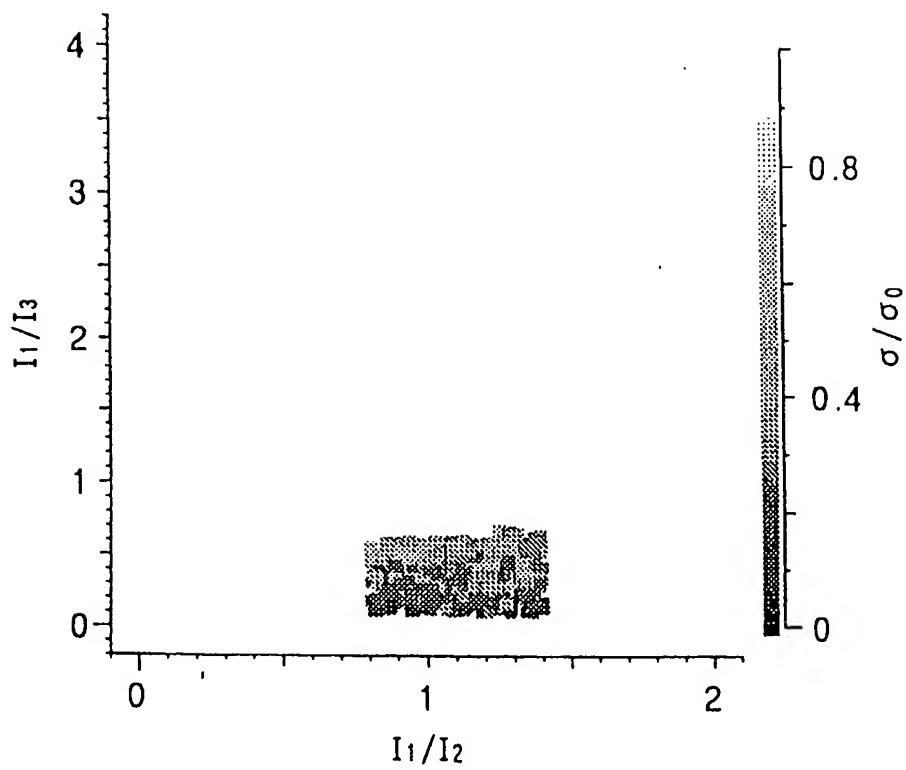


図 6

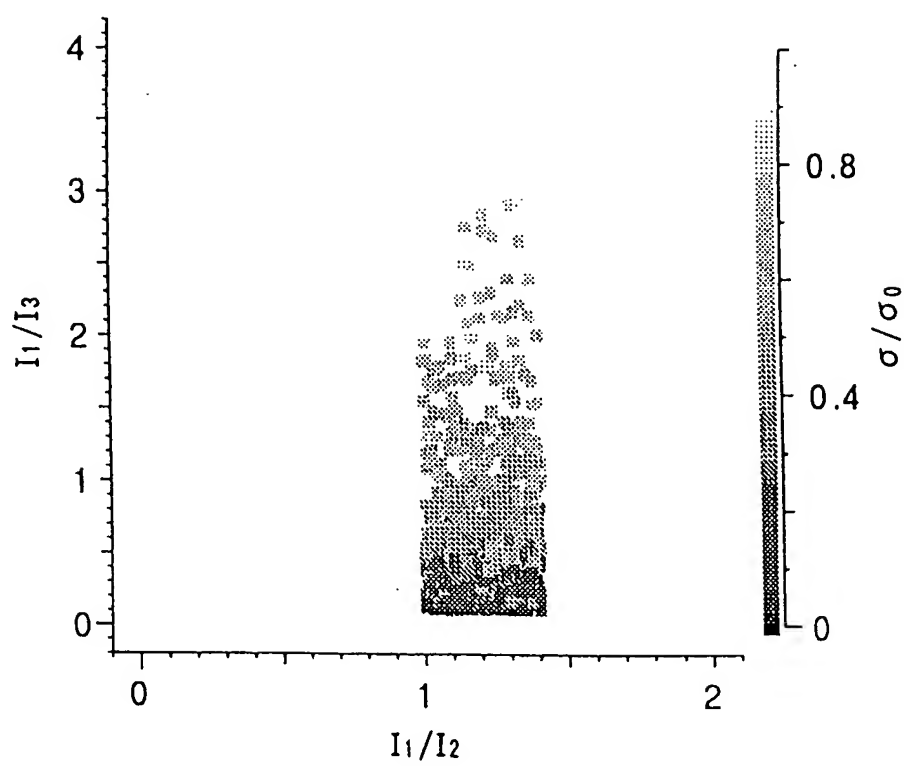
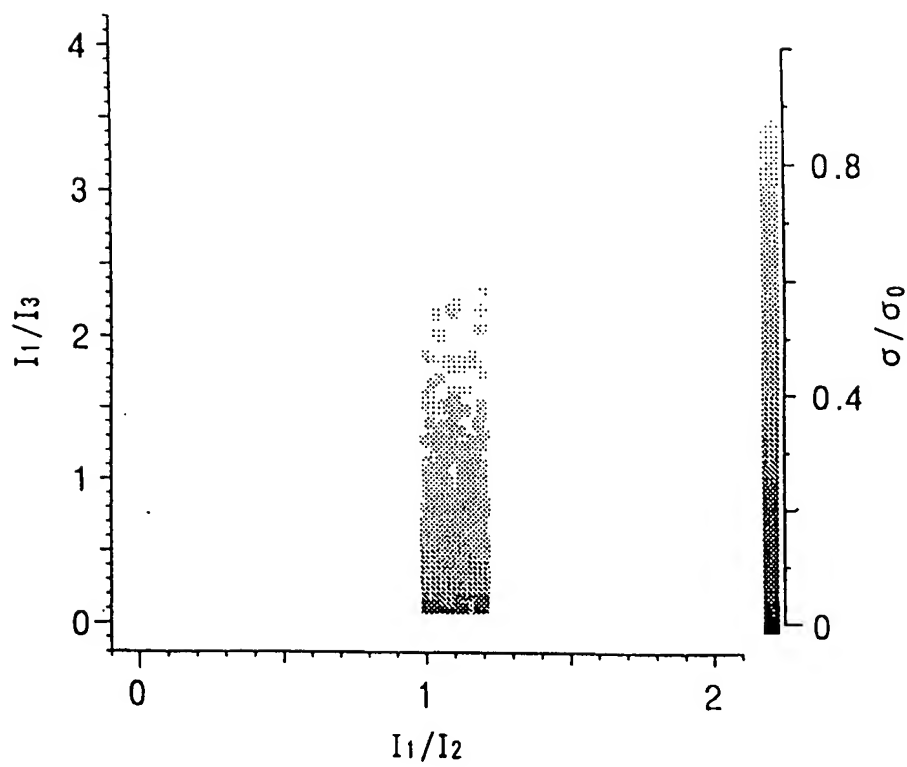
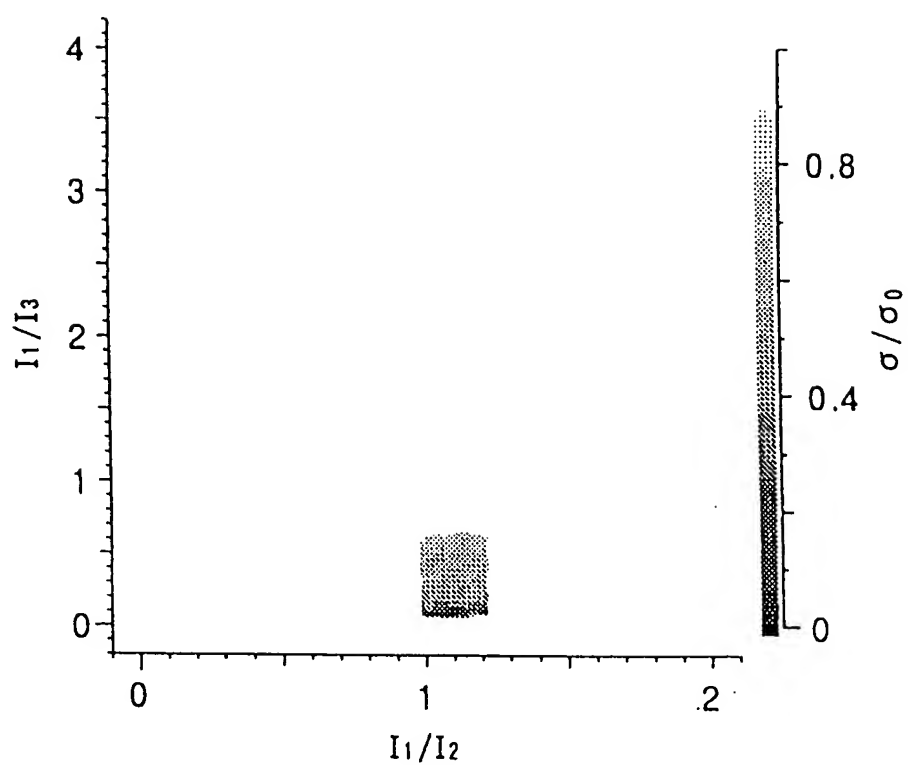


図 7



8



9

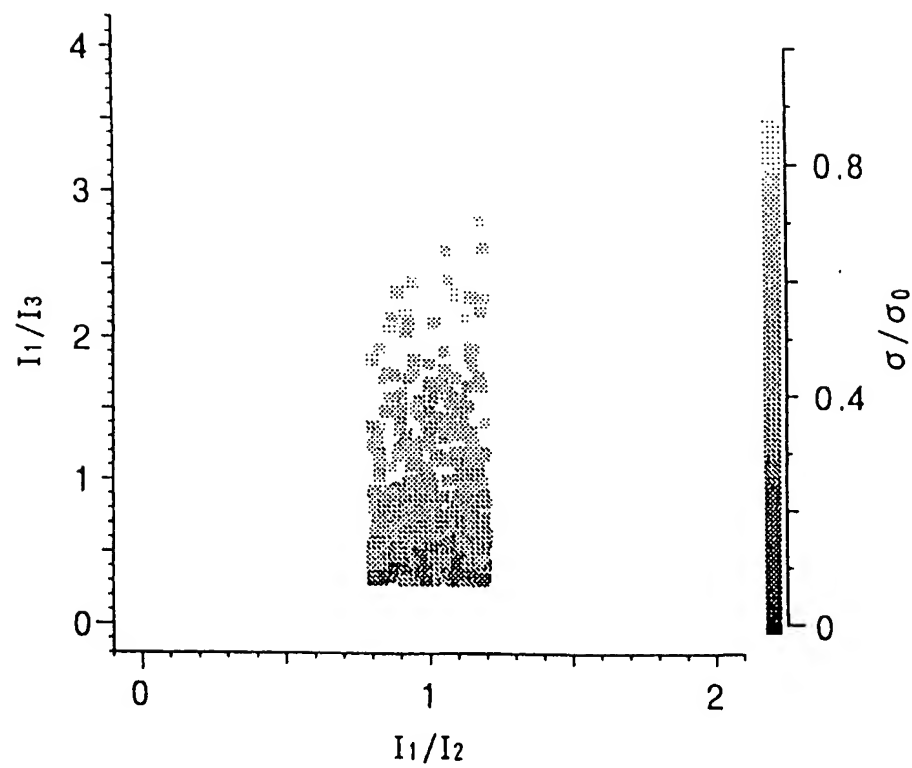


図10

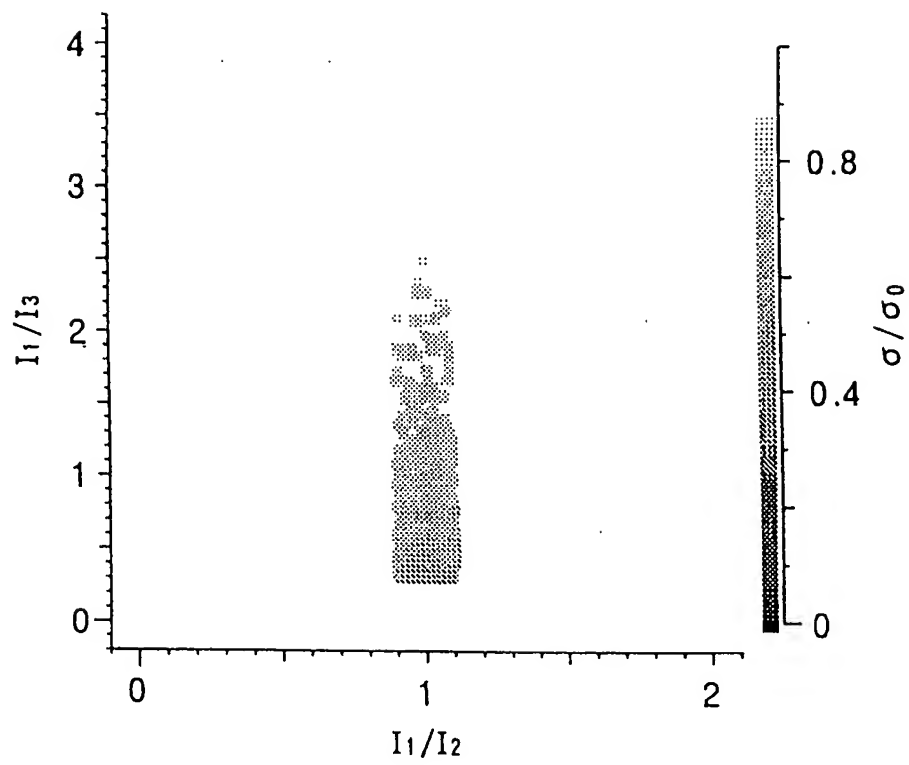


図11

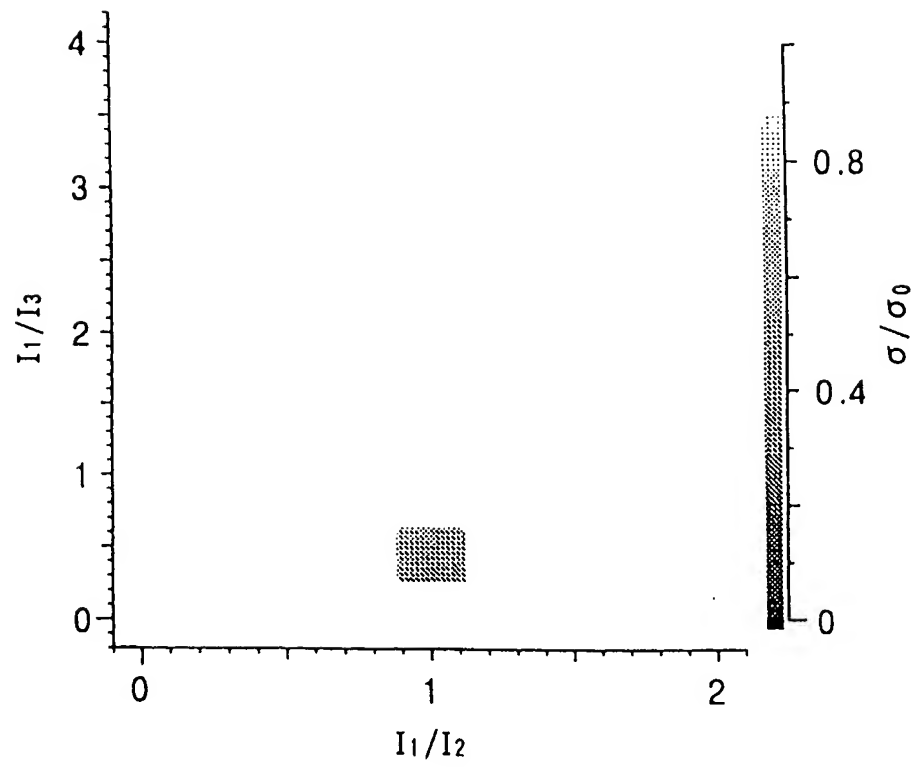


図12

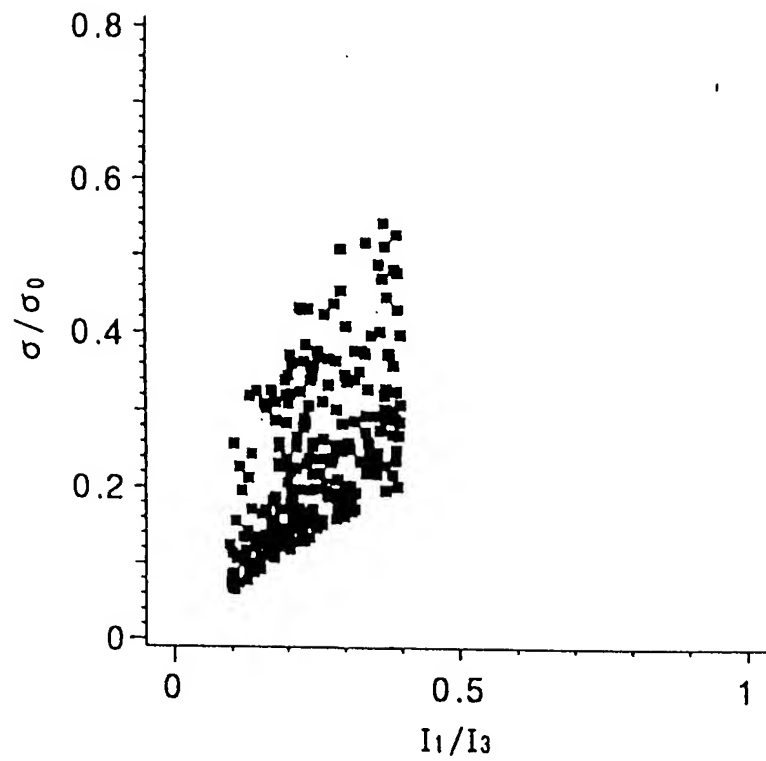


図13

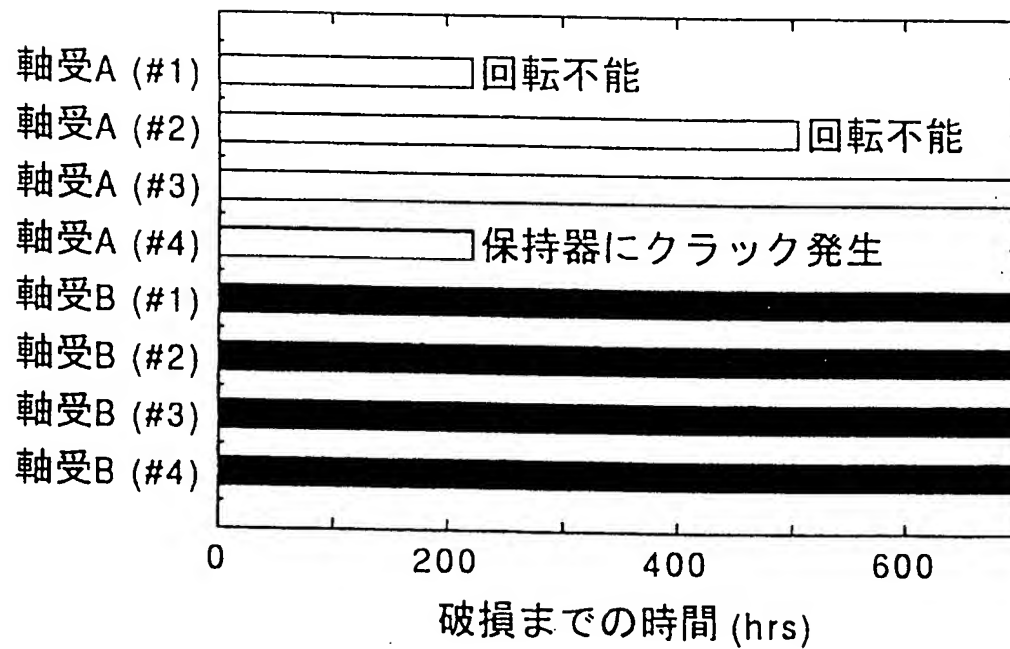


図14

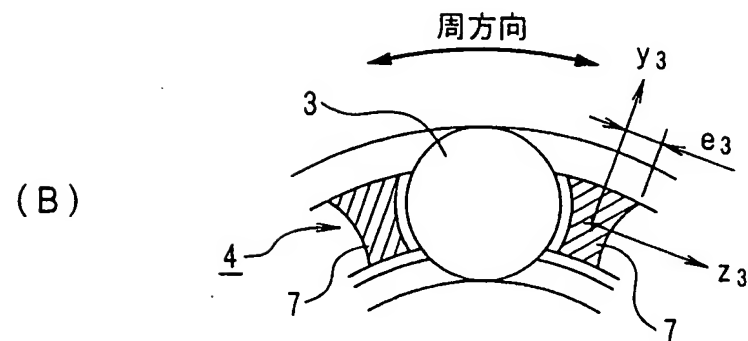
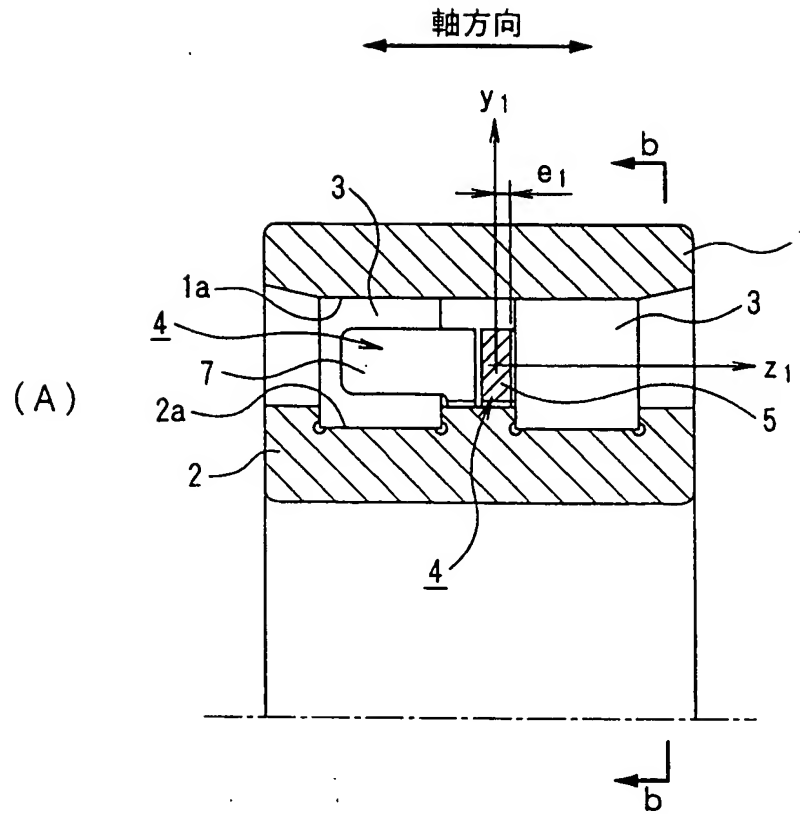


図15

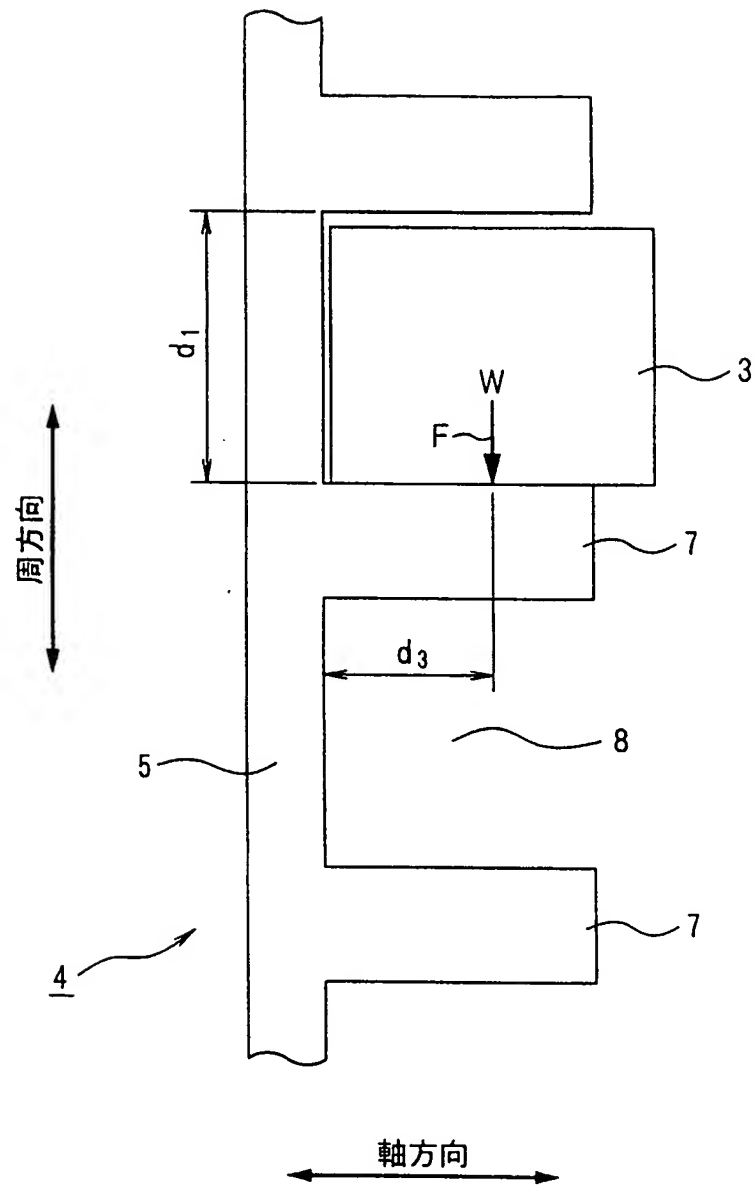


図16

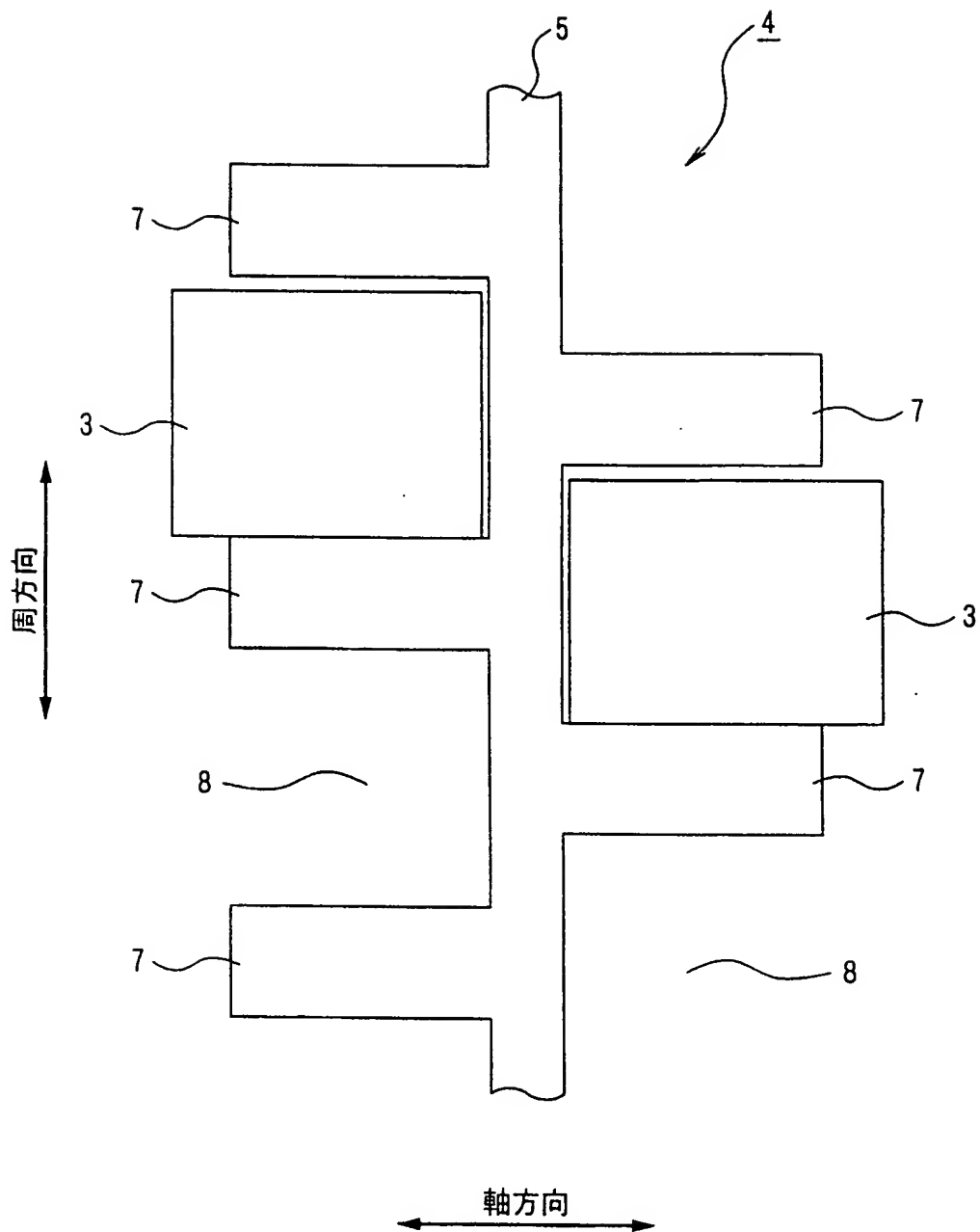


図17

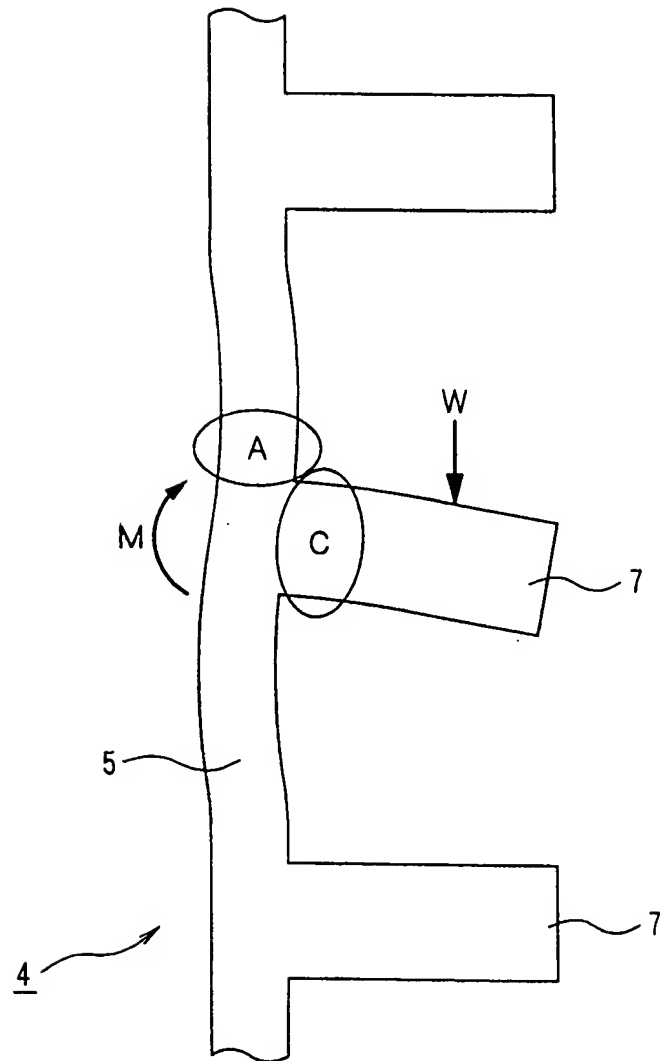


図18

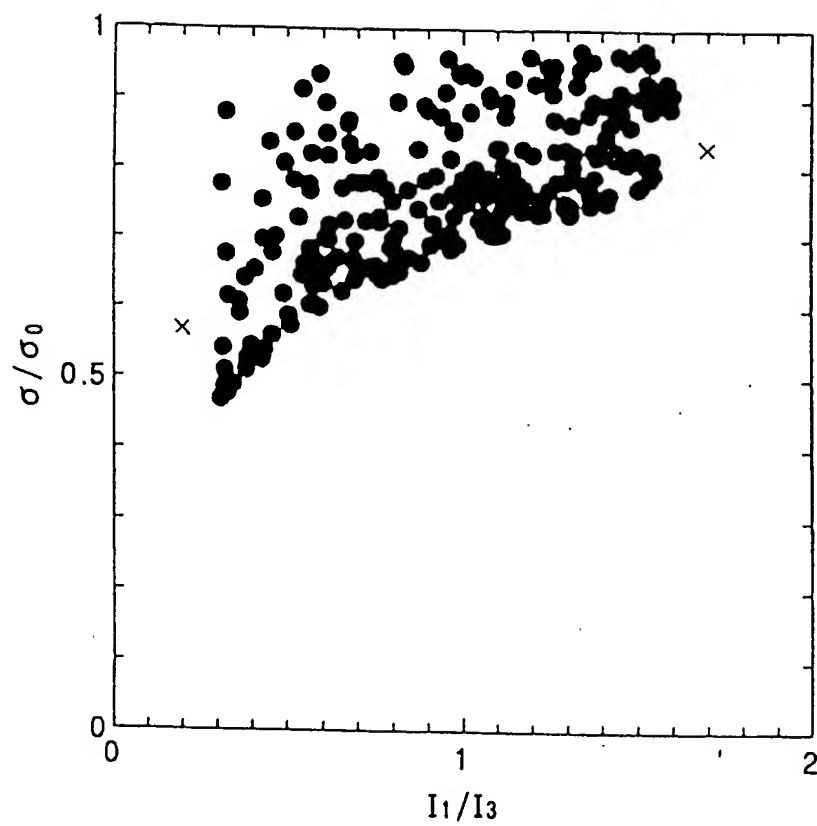


図19

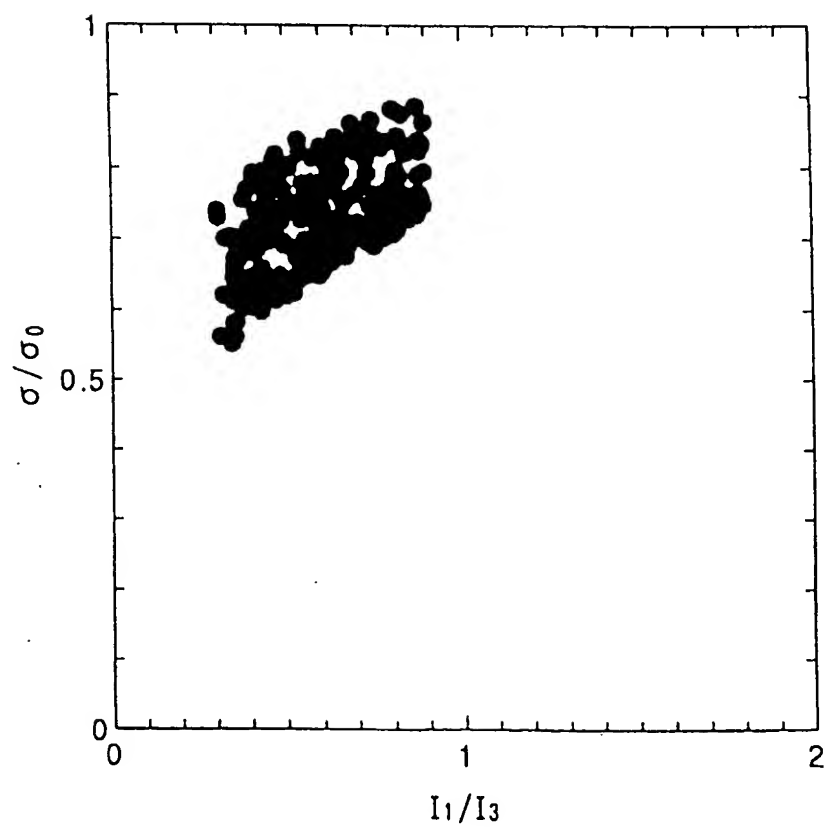


図20

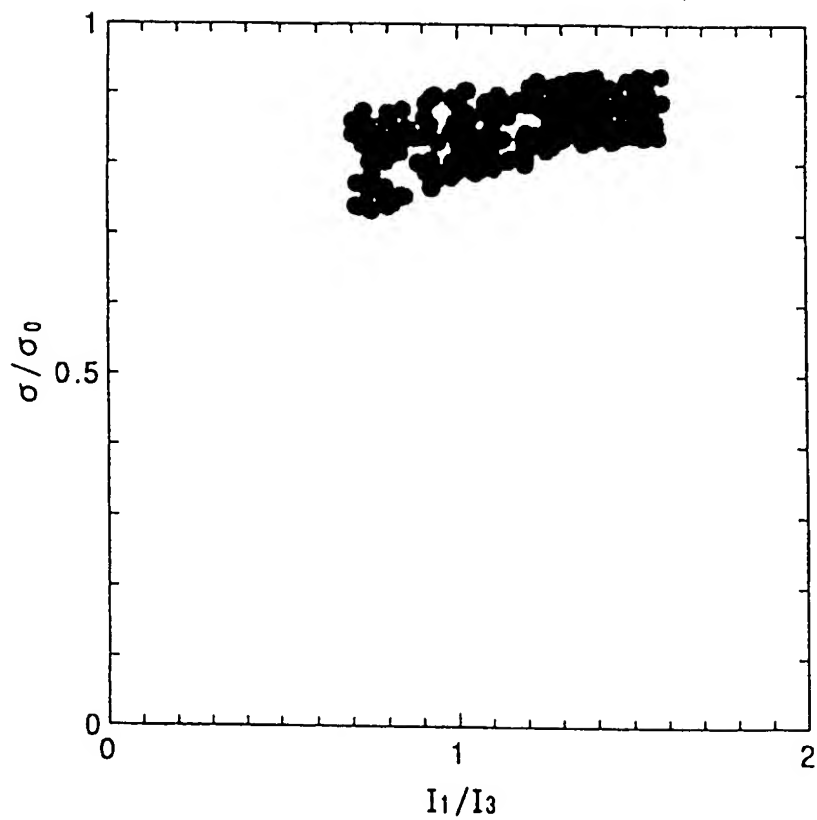


図21

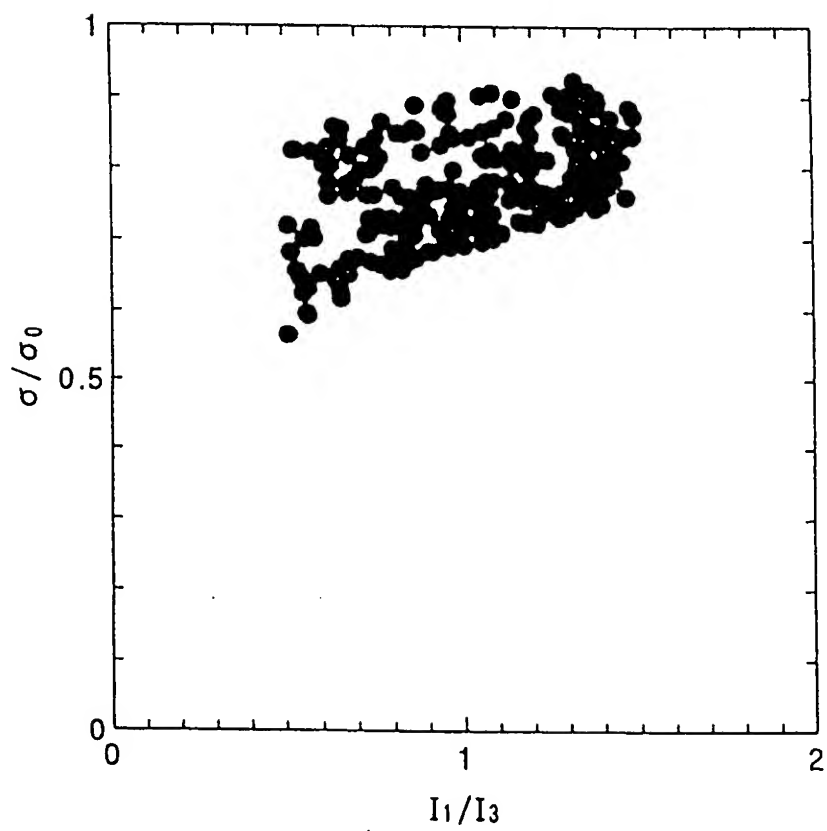


図22

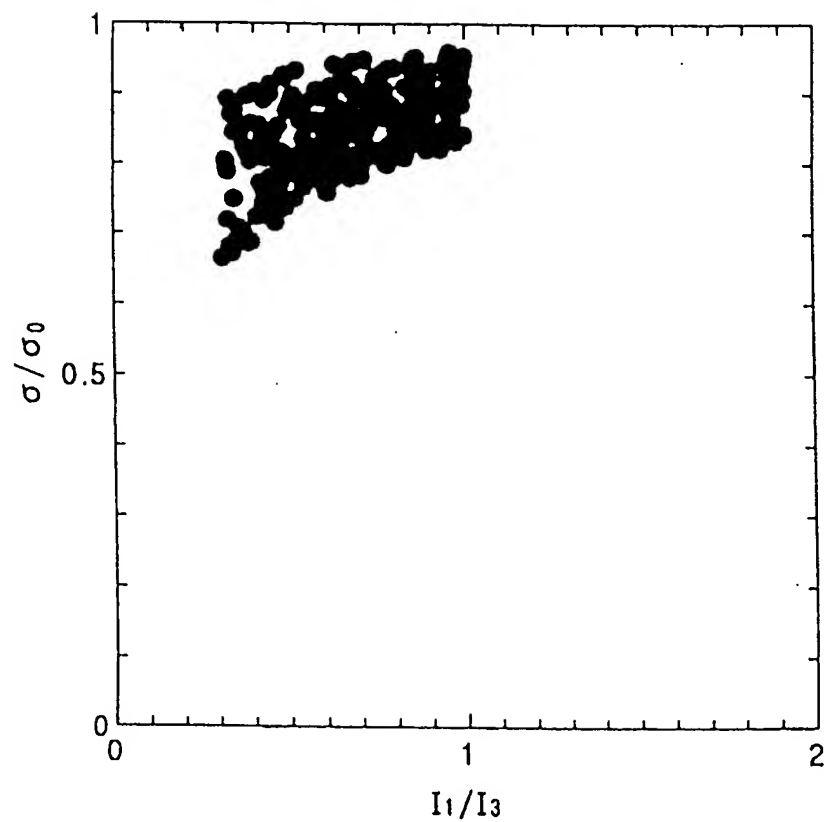


図23

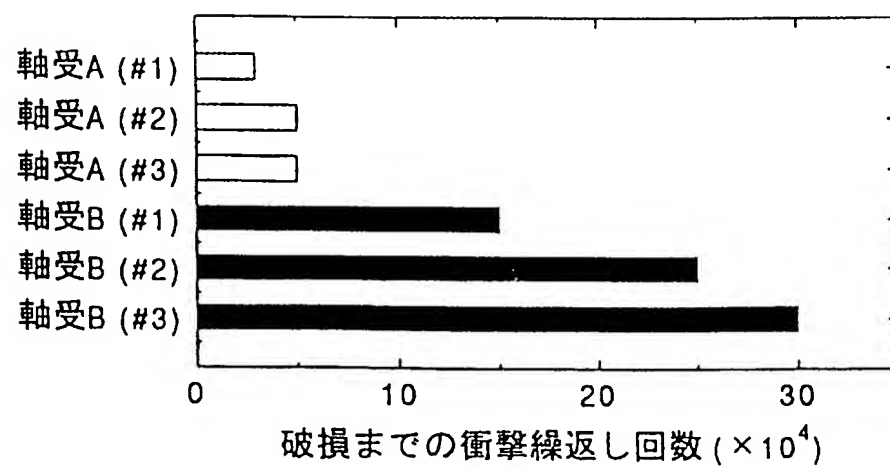


図24

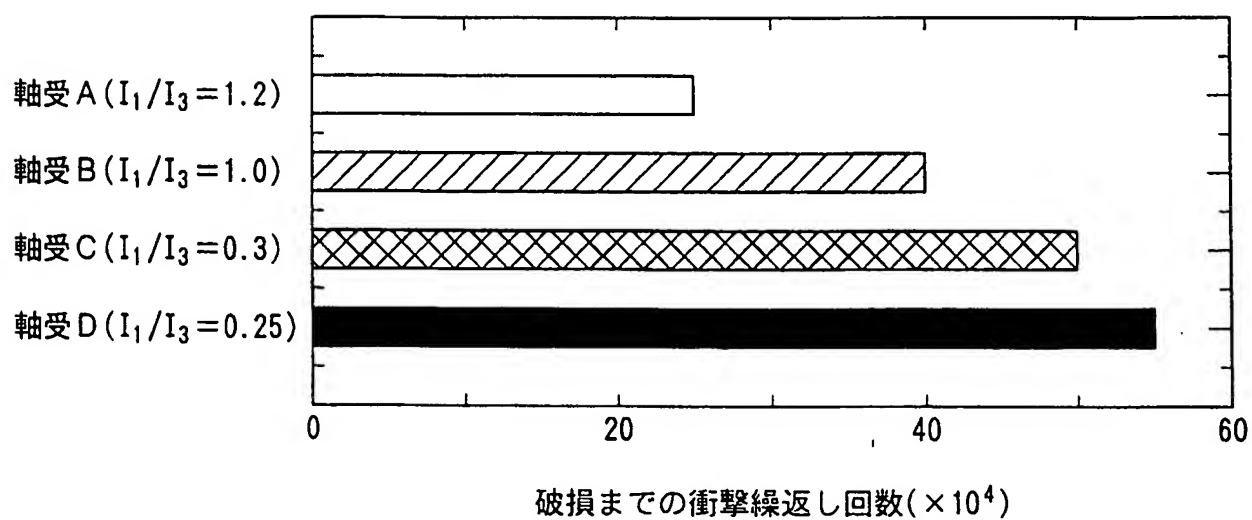


図25

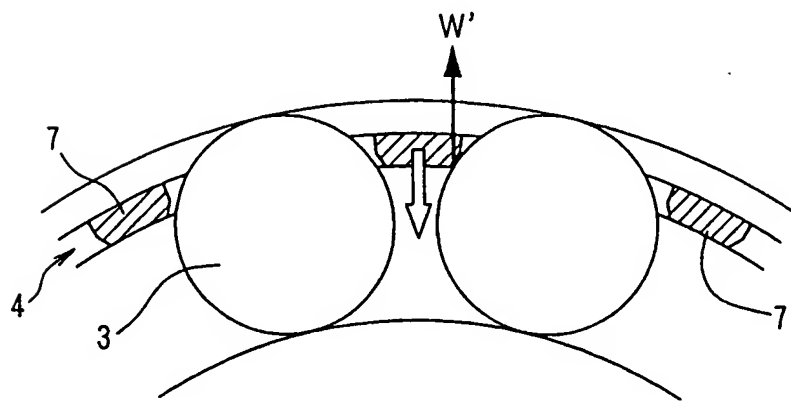


図26

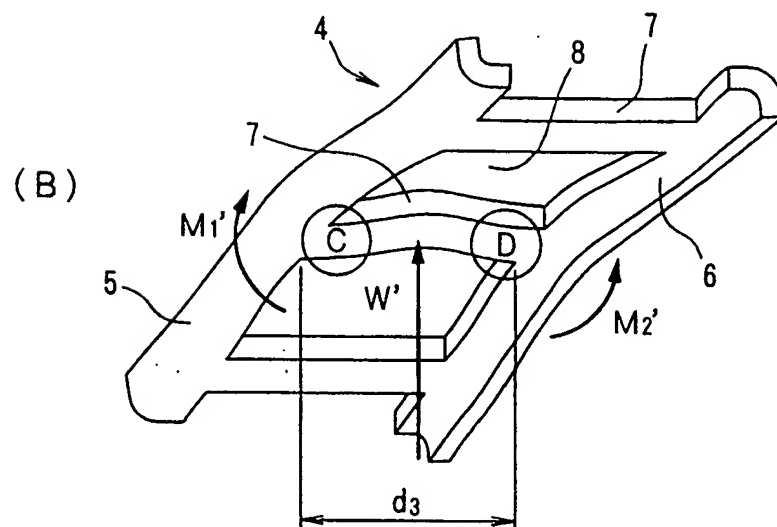
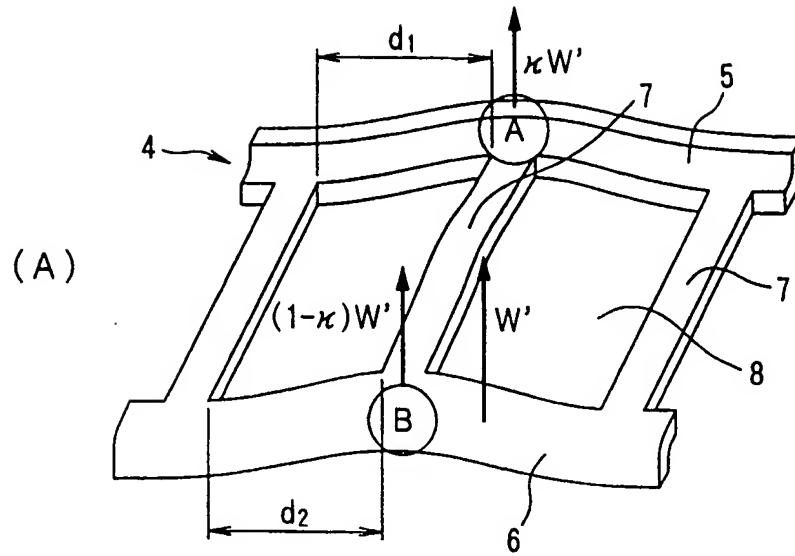
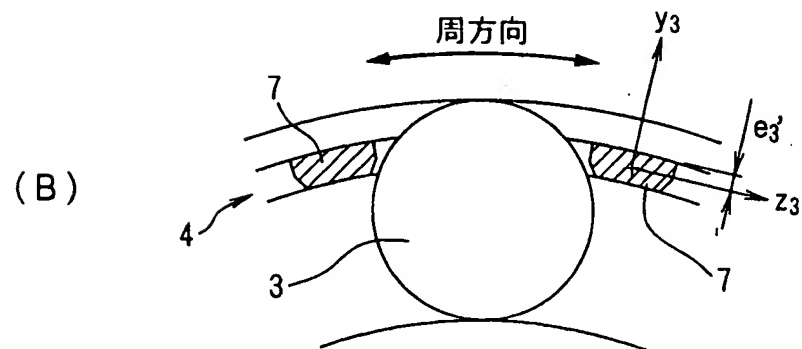
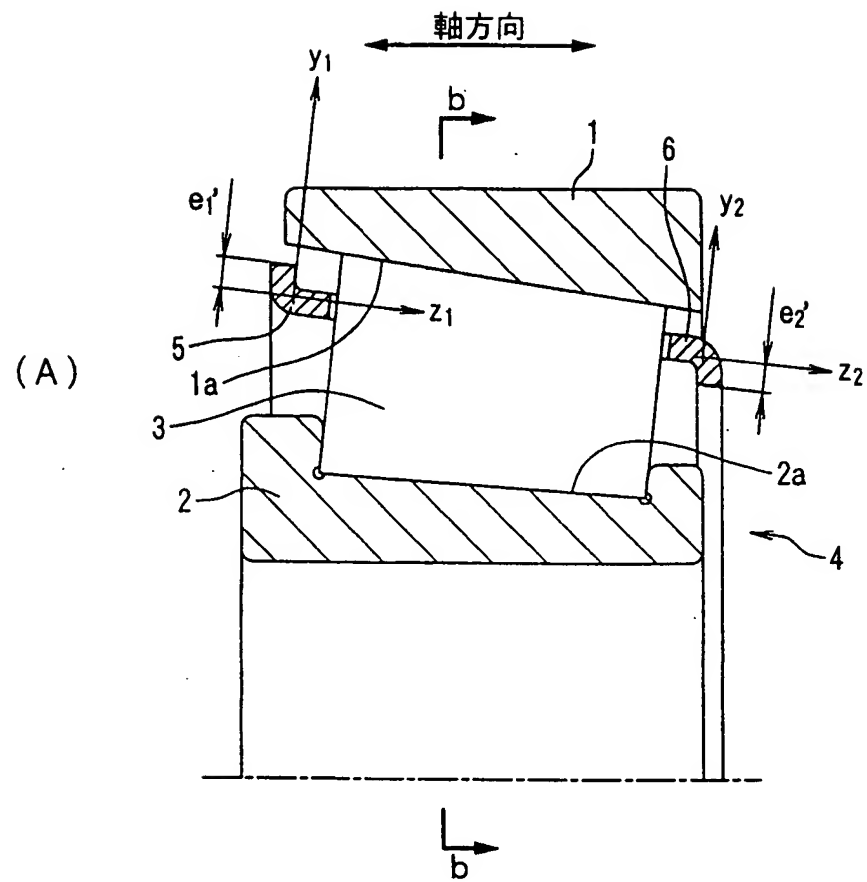
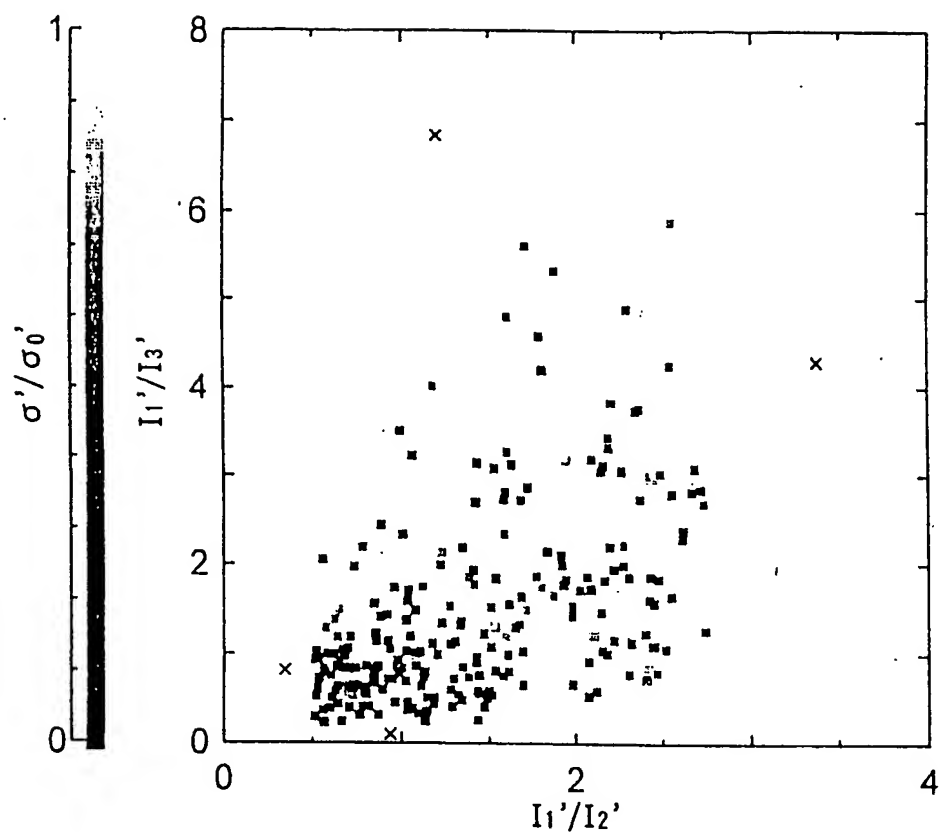


図27



28



29

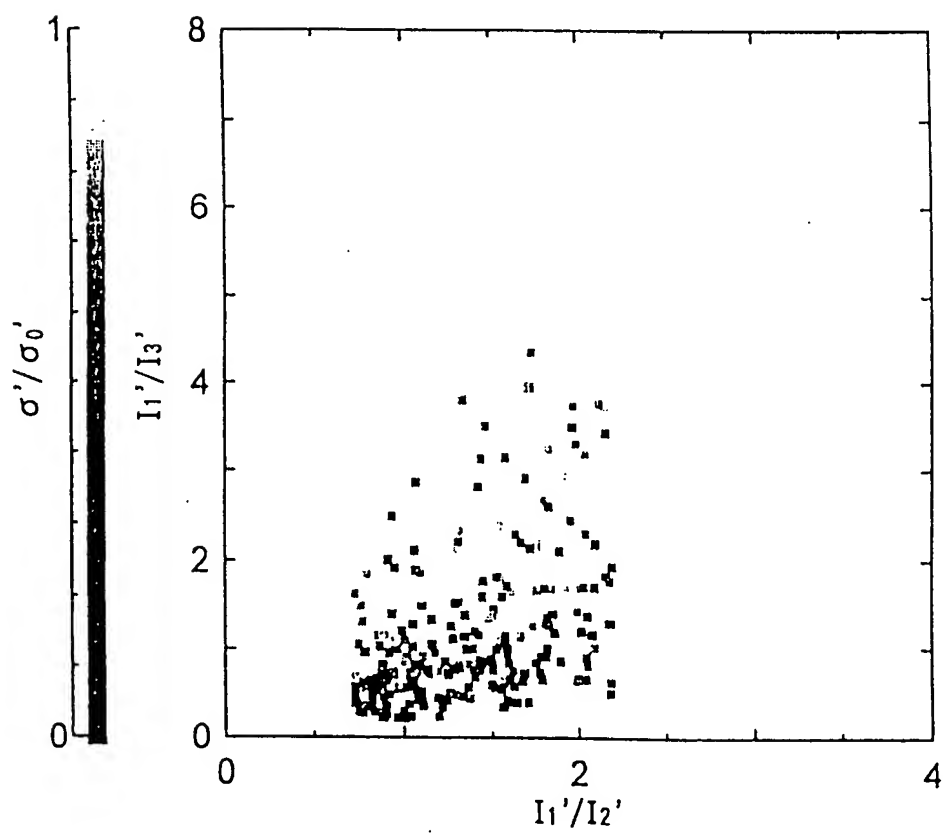


図30

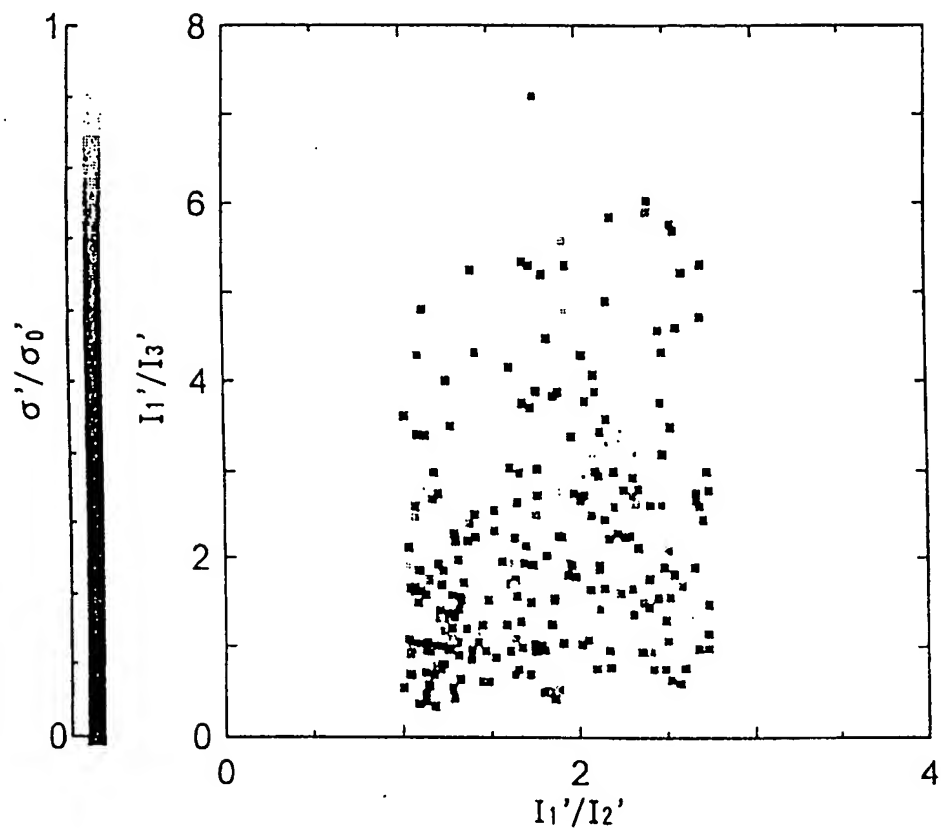


図31

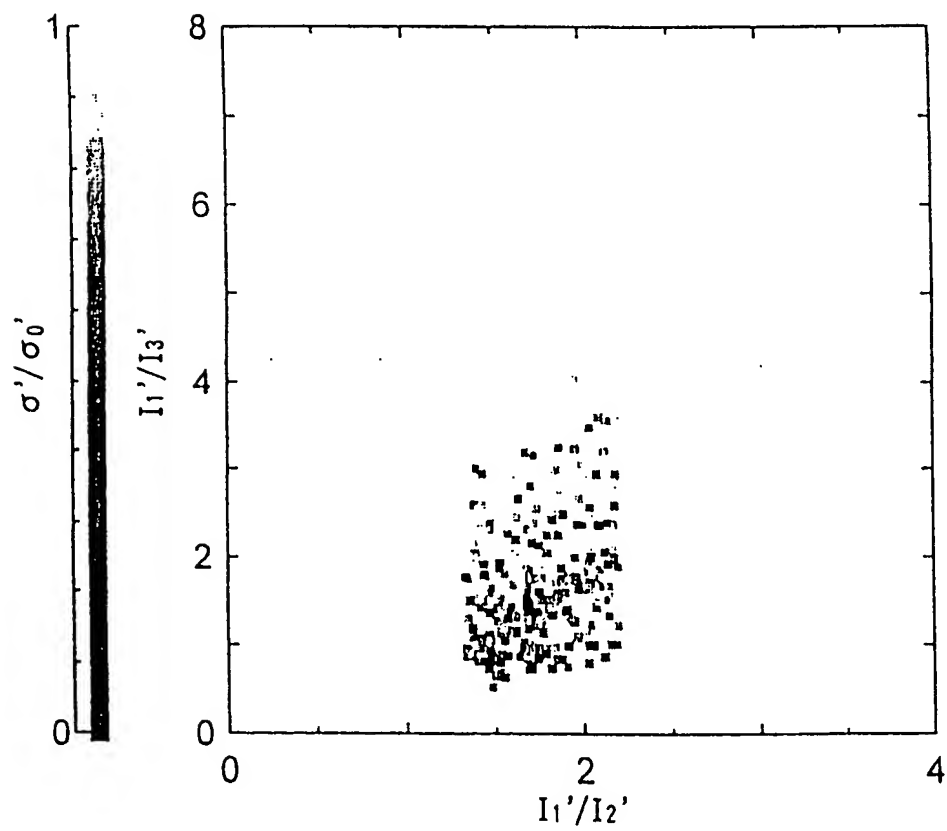


図32

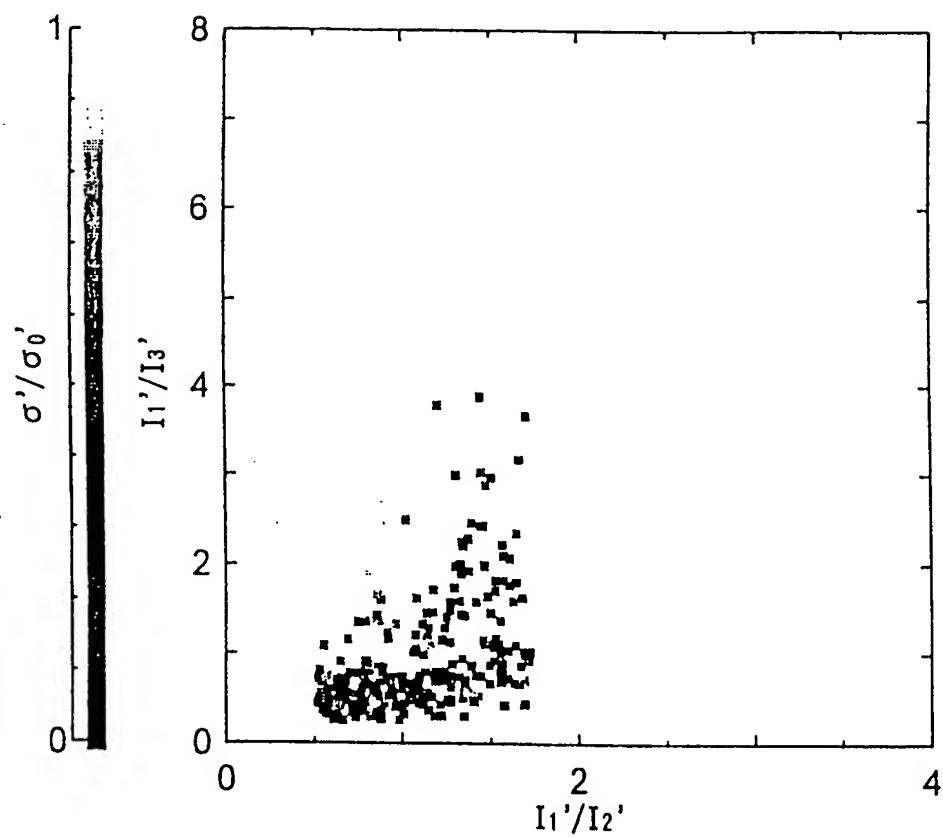


図33

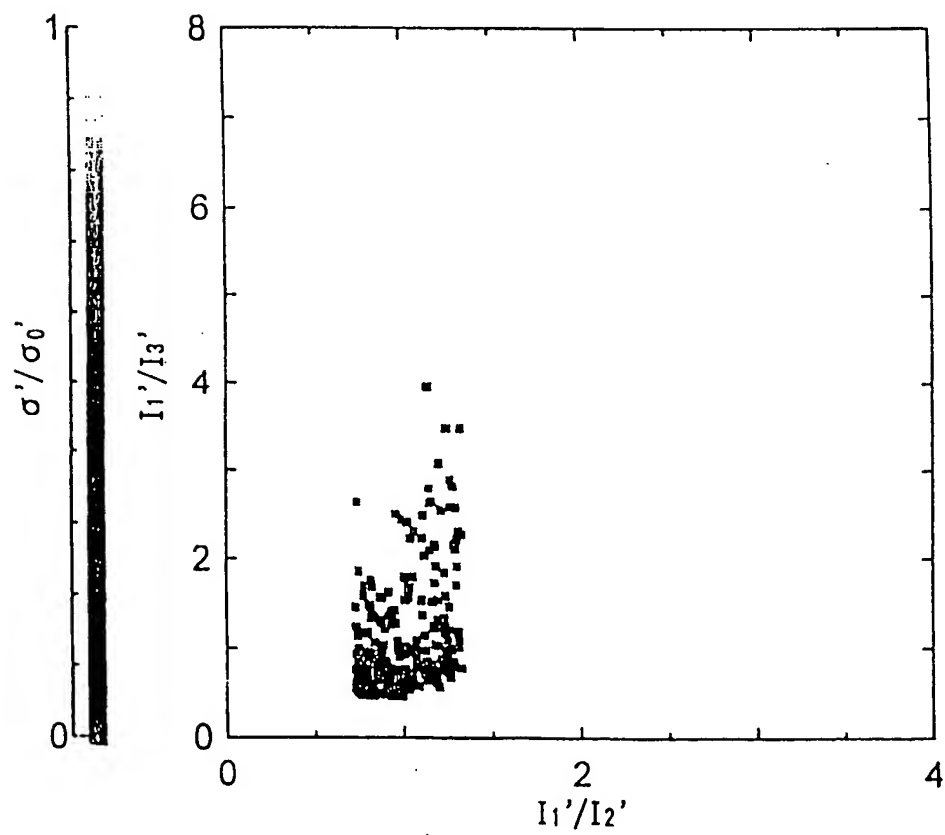


図34

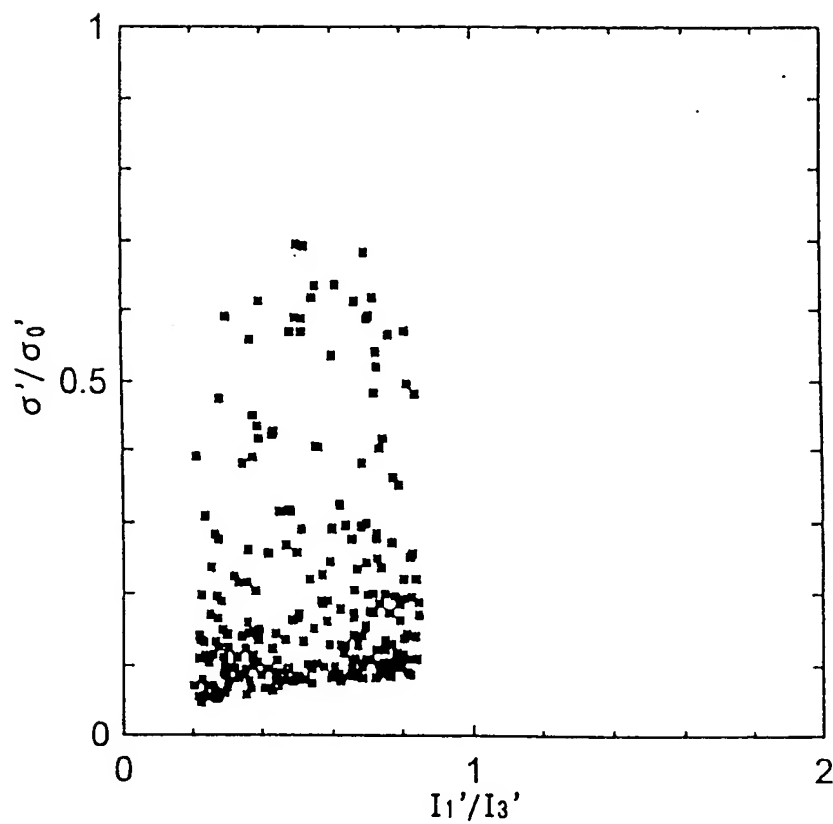


図35

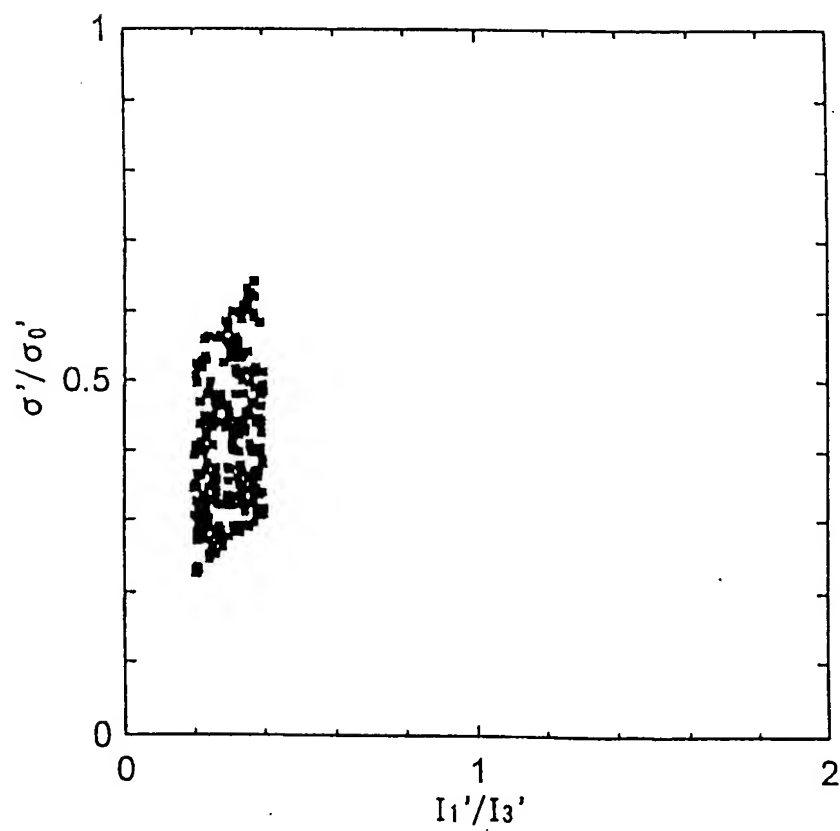
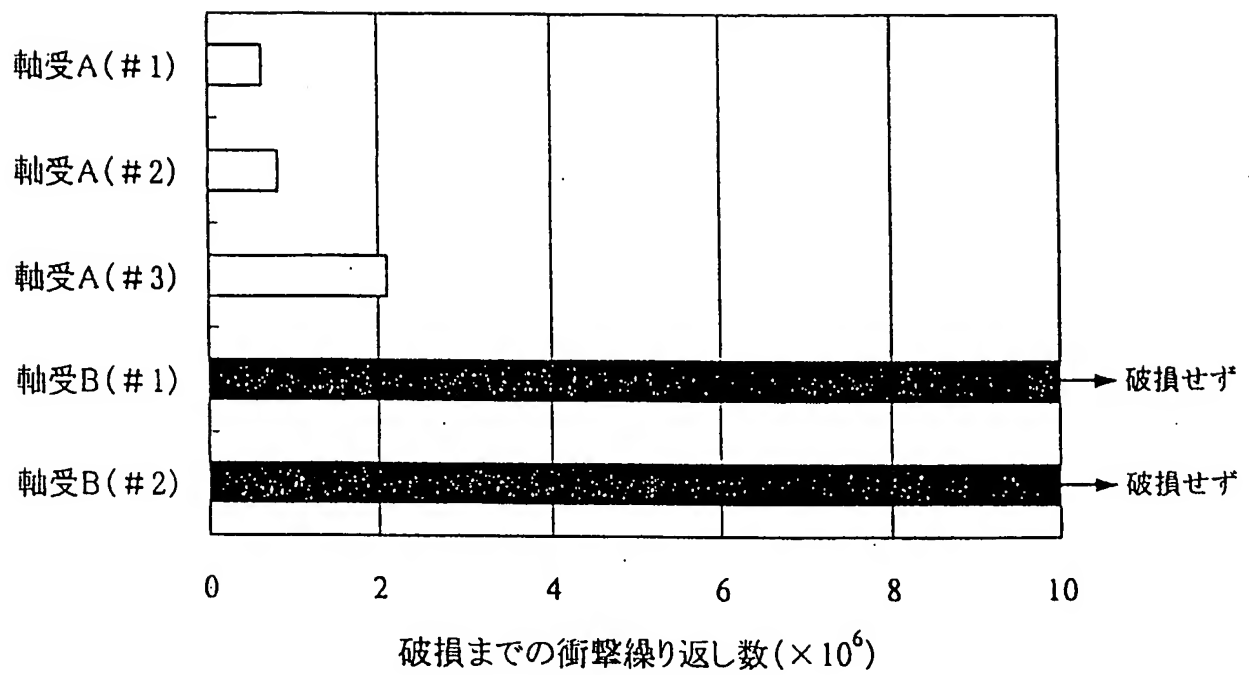


図36



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP99/06050

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁶ F16C 33/46

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl⁶ F16C 33/46

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-1999

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 2-203019, A (The Torrington Co.), 13 August, 1990 (13.08.90) & US, 4881830, A & DE, 4001882, C2	1-15
A	JP, 7-208569, A (NSK Ltd.), 11 August, 1995 (11.08.95) & US, 5547432, A	1-15

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
01 December, 1999 (01.12.99)

Date of mailing of the international search report
14 December, 1999 (14.12.99)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁶ F16C 33/46

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁶ F16C 33/46

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年

日本国登録実用新案公報 1994-1999年

日本国公開実用新案公報 1971-1999年

日本国実用新案登録公報 1996-1999年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	J P, 2-203019, A (サ・トリントン・カンパニー) 13. 8月. 1990 (13. 08 . 90) & U S, 4881830, A & D E, 4001882, C2	1-15
A	J P, 7-208569, A (日本精工株式会社) 11. 8月. 1995 (11. 08 . 95) & U S, 5547432, A	1-15

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

01. 12. 99

国際調査報告の発送日

14.12.99

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

秋月 均



3W

7123

電話番号 03-3581-1101 内線 3366